

Grado Universitario en Ingeniería Mecánica
2016-2017

Trabajo Fin de Grado

“Cálculo y diseño de un sistema de escape para un motor de Formula Student”

José Díaz-Maroto García-Baquero

Tutor

Mathieu Legrand

Agradecimientos

En estos momentos, con todo el estrés acumulado, no puedo acordarme de todas las personas que han aportado su granito de arena ayudándome a llegar hasta aquí.

No recuerdo tampoco quién me metió el mundo del motor en la cabeza, aunque en realidad creo que es algo innato y que tarde o temprano acaba despertando.

A los “peores” y “más malvados” profesores que haya tenido durante todo este tiempo, gracias. De vosotros es de quien más he aprendido.

A mi tutor, Mathieu Legrand, por despejar mis dudas sobre motores.

A mis padres, a mi familia, por ser el apoyo incondicional, la mano a la que agarrarte cuando caes.

A mi hermana, por haber abierto el camino en este mundo y haberme dado todos los consejos que un estudiante necesita.

A mi hermano, por esperar despierto cada viernes por la noche, porque un abrazo suyo tiene un valor incalculable.

A todos mis amigos, a los de siempre, por llenar cada fin de semana de risas y momentos para no olvidar. Al de siempre, por aquellas partidas al “Gran Turismo”.

Ojalá no tuviera que escribir esto, pero gracias, gracias a vosotros, los que no vais a volver. Gracias a ti por hacerme fan del Real Madrid y ponerme motes cada día. Aún hoy perduran. Gracias a ti también por enseñarme tus camiones, visitarme cada domingo y hacerme sentir el mejor ponente al escuchar mis lecciones del mundo del motor.

Por supuesto, gracias al equipo Formula UC3M por los medios que me han cedido y por permitirme aportar algo al mundo de la competición. Gracias por haberme regalado al “tercio viejo”, porque sé que ellos son para siempre.

Resumen

En este proyecto se lleva a cabo el desarrollo de un sistema de escape para el motor del monoplaça de competición fabricado para la presente temporada por Formula UC3M, el equipo de Formula Student de la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid.

El sistema de escape desarrollado en este proyecto estará enfocado a extraer el máximo potencial del motor Honda CBR600F4i, que es el que equipa el monoplaça en la actual temporada. Para ello, en primer lugar, se estudia el fenómeno de las ondas de presión en un sistema de escape. Posteriormente, con la ayuda de un software de análisis unidimensional de dinámica de gases, Ricardo WAVE, se dimensionará cada una de las etapas del sistema de escape, así como las distintas configuraciones de escape posibles para un motor de cuatro cilindros.

Finalmente, con el ánimo de materializar el proyecto, se diseñará el sistema de escape con el software de diseño SolidWorks.

Se incluye además el fundamento teórico básico necesario para comprender el funcionamiento de un motor de combustión interna alternativo (MCIA) y gráficas para ilustrar y comprender correctamente los resultados del análisis del sistema de escape.

Abstract

This thesis examines the design of an exhaust system for Formula UC3M's 2017 Formula Student car.

The exhaust system will be designed towards maximising the Honda CBR600F4i engine's power, the one used in this season's car. To achieve this, the first approach taken is studying the pressure waves in an exhaust system. Later on, with the help of Ricardo WAVE, a 1-dimensional fluid dynamics analysis software, the exhaust system dimensions and configurations will be studied and optimised for a four cylinder engine.

Lastly, as a means of materialising the studies carried out, the exhaust system will be designed with SolidWorks, a CAD software.

The thesis also includes a basic theoretical background, necessary to understand the workings of an ICE (internal combustion engine), as well as some graphs which illustrate and help understand the results of the analysis and simulations of the exhaust system.

Índice de figuras

Figura 1: C3-R17. Monoplaza del equipo Formula UC3M en Montmeló.	12
Figura 2: Esquema de la pista de Skidpad.....	14
Figura 3: Ejemplo de motor de combustión externa.....	19
Figura 4: Comparativa del motor Wankel con un motor alternativo.....	20
Figura 5: Tipos de motores.....	20
Figura 6: Fases del motor de cuatro tiempos.....	22
Figura 7: Fases del motor de dos tiempos.....	23
Figura 8: Parámetros geométricos de un MCIA.....	24
Figura 9: Diferencia entre parámetros indicados y efectivos.....	27
Figura 10: Diagrama de distribución de válvulas en un motor de cuatro tiempos.....	29
Figura 11: Efecto de las ondas de presión en un motor monocilíndrico.....	31
Figura 12: Sistema de admisión variable ACAD de Citroën.....	33
Figura 13: Sistema de escape EXUP de Yamaha:.....	33
Figura 14: Motor Honda CBR600RR '03	37
Figura 16: Motor Aprilia SXV 550 Fuente:	39
Figura 17: Motor KTM 450 EXC. Fuente:.....	39
Figura 18: Red térmica simplificada del cilindro en el modelo de conducción simple.....	47
Figura 19: Combustión Wiebe en Ricardo WAVE.....	51
Figura 20: Lienzo en blanco del programa Ricardo WAVE.....	53
Figura 21: Panel de control de la simulación	54
Figura 22: Elección del combustible en la simulación.....	54
Figura 23: Ajuste de los parámetros de convergencia.....	55
Figura 24: Coeficiente de descarga de la válvula de mariposa.....	58
Figura 25: Perfiles de alzado de válvulas de admisión y escape.....	59
Figura 26: Diagrama de distribución del motor para simulación.....	60
Figura 27: Coeficientes de descarga de las válvulas de admisión y escape.....	61
Figura 28: Esquema constructivo del motor monocilíndrico en Ricardo WAVE.....	64
Figura 29: Conducto de admisión modelado en Ricardo WAVE	65
Figura 30: Sistema de escape con colectores 4-1.....	74
Figura 31: Sistema de escape con colectores 4-2-1.....	75
Figura 32: Evolución de la presión de los gases de escape según el régimen de giro.....	77
Figura 33: Evolución de la densidad de los gases de escape según el régimen de giro.....	77
Figura 34: Velocidad de propagación de onda según el régimen de giro.....	78
Figura 35: Presión (azul) y ondas de presión entrantes al motor (verde) a 12000 rpm.....	81
Figura 36: Flujo másico en las válvulas de admisión (rojo) y escape (violeta) a 12000 rpm ..	81
Figura 37: Presión (azul) y ondas de presión entrantes al motor (verde) a 6000 rpm.....	82
Figura 38: Flujo másico en las válvulas de admisión (rojo) y escape (violeta) a 6000 rpm ...	82
Figura 39: Presión (azul) y ondas de presión entrantes al motor (verde) a 8500 rpm.....	83
Figura 40: Flujo másico en las válvulas de admisión (rojo) y escape (violeta) a 8500 rpm ...	83
Figura 41: Colector 4-1.....	84
Figura 42: Estructura constructiva del modelo Honda CBR600F4i en Ricardo WAVE.....	85
Figura 43: Unión de tubos en colector 4 a 1	85
Figura 44: Curva de par motor (azul) y de potencia (rojo) con el colector 4-1.....	86
Figura 45: Curva de eficiencia volumétrica con el colector 4-1.....	86
Figura 46: Curva de presión media efectiva (BMEP) con el colector 4-1.....	87
Figura 47: Flujo másico en las válvulas de admisión (rojo) y escape (violeta) a 6000 rpm (4-1).	87
Figura 48: Presión y evolución de las ondas de presión a 6000 rpm (4-1).....	88

Figura 49: Flujo másico en las válvulas de admisión (rojo) y escape (violeta) a 10000 rpm (4-1).	89
Figura 50: Presión y evolución de las ondas de presión a 10000 rpm (4-1).	90
Figura 51: Comparativa de potencia según diámetros.	92
Figura 52: Comparativa de par motor según diámetros.	92
Figura 53: Comparativa de par motor según longitudes en el tramo final (4-1).	93
Figura 54: Comparativa de potencia según longitudes en tramo final (4-1).	94
Figura 55: Comparativa de par motor según diámetros en el tramo final (4-1).	94
Figura 56: Comparativa de potencia según diámetros en el tramo final (4-1).	95
Figura 57: Gráfica final de par y potencia del sistema de escape con colectores 4 a 1.	96
Figura 58: Colector 4-2-1.	96
Figura 59: Unión de los conductos de escape en el sistema 4-2-1.	97
Figura 60: Curvas de par motor y potencia en la configuración de escape 4-2-1.	98
Figura 61: Comparación de curvas de par motor entre ambos sistemas de escape.	99
Figura 62: Comparación de curvas de potencia de ambos sistemas de escape.	100
Figura 63: Diseño del vehículo completo en SolidWorks.	101
Figura 64: Vista general del sistema de escape diseñado.	101
Figura 65: Posición del sistema de escape en el monoplaça.	102

1. Introducción. Motivación del proyecto.	12
1.1. ¿Qué es la Formula Student?	13
1.1.1. Pruebas estáticas o Static Events.....	13
1.1.2. Pruebas dinámicas o “Dynamic events”.	14
2. Objetivos. Metodología	17
3. Fundamentos del motor de combustión interna alternativo.	19
3.1. Introducción a los motores de combustión.	19
3.2. Clasificación y diferencias de los MCIA.....	21
3.2.1. Proceso de combustión.....	21
3.2.2. Ciclo de trabajo	21
3.3. Parámetros básicos de los MCIA.....	23
3.3.1. Parámetros geométricos.	24
3.3.2. Parámetros de funcionamiento.....	26
3.3.3. Parámetros indicados y efectivos	27
3.4. Renovación de la carga en un motor de 4T.....	28
3.5. Efectos de las ondas de presión en el sistema de escape.	30
4. Estado del arte. Tecnologías de aprovechamiento de ondas en MCIA .	33
5. Normativa de la competición.....	35
5.1. Normativa Formula Student 2017.....	35
5.2. Pasos previos a la elección del motor del monoplaza.....	35
5.3. Elección del motor del monoplaza.....	36
5.3.1. Motores tetracilíndricos en línea.....	36
5.3.2. Motores bicilíndricos en “V”.	38
5.3.3. Motores monocilíndricos.	39
6. Ricardo WAVE. Análisis de dinámica de gases en 1-D	41
6.1. Flujo en conductos	41
6.2. Modelado del motor en WAVE	42
6.2.1. Recogida de datos	42
6.3. Modelado en WaveBuild.	43
6.3.1. Fundamentos de uniones/cruces de flujo.	44
6.4. Modelos mecánicos aplicables al motor WAVE	45
6.4.1. Modelo biela-manivela.....	45
6.4.2. Modelo de fricción Chen-Flynn.....	45
6.5. Modelos de conducción y transferencia de calor.....	46
6.5.1. Conducción simple.....	46

6.5.2.	Modelo Woschni de transferencia de calor.	49
6.6.	Modelos de combustión.....	50
6.6.1.	Combustión “Wiebe” por encendido provocado.	51
6.7.	Ajuste de Ricardo WAVE. Simulación de ejemplo: motor monocilíndrico. .	52
6.7.1.	Parámetros básicos de la simulación	53
6.7.2.	Ajuste del motor para la simulación.	55
6.7.3.	Definición de las válvulas del motor.	57
6.7.4.	Arquitectura y esquema de funcionamiento del motor.....	61
7.	Cálculo del sistema de escape.	73
7.1.	Correlaciones empíricas para cálculos de escape.....	73
7.1.1.	Correlaciones de A. Graham Bell.....	73
7.1.2.	Correlaciones de Stefano Gillieri	75
7.2.	Longitud de escape. Efecto de las ondas de presión.	76
7.3.	Sistema de escape con colector 4 a 1.	84
7.3.1.	Colector primario.....	85
7.3.2.	Tramo Final	93
7.3.3.	Resultados y conclusiones del colector 4-1.....	95
7.4.	Sistema de escape con colector 4-2-1.....	96
7.4.1.	Colector primario.....	97
7.4.2.	Colector secundario	97
7.4.3.	Tramo final	98
7.4.4.	Resultados y conclusiones del colector 4-2-1.....	98
7.5.	Elección del sistema de escape final. Comparativa.....	99
8.	Diseño CAD del sistema de escape	101
9.	Gestión económica del proyecto	103
10.	Conclusiones.....	105
11.	Propuesta de trabajos futuros	107
12.	Bibliografía.....	109
	Anexo I: Planos de fabricación.....	111

1. Introducción. Motivación del proyecto.

En este documento se explica el proceso del cálculo y el diseño de un sistema de escape para el motor de un vehículo de *Formula Student*, basándose en la normativa impuesta por *Society of Automotive Engineers* (SAE), asociación dirigente y reguladora de la competición.

La principal razón motora para desarrollar este proyecto es el hecho de diseñar el componente de un vehículo de competición y poder llevarlo a la realidad gracias al equipo Formula UC3M, de la universidad Carlos III de Madrid. Además, es todo un honor poder aportar un nuevo diseño o un nuevo componente al vehículo que tanto esfuerzo, tiempo y sacrificio ha costado construir.



Figura 1: C3-R17. Monoplaza del equipo Formula UC3M en Montmeló.

Para comenzar se hará una reseña sobre la *Formula Student*, las características de la competición, las pruebas a realizar y los tipos de motores que estos coches suelen equipar.

Una vez se enfoque el proyecto en el motor que el equipo Formula UC3M equipa en su monoplaza, se analizarán las formas de extraer todo el potencial de este, sin saltarnos los límites establecidos por la normativa de la competición. El escape es una de las vías de potenciar el motor, aunque es cierto que no es la más relevante. El diseño de una buena admisión tiene gran parte de culpa del rendimiento del motor, pero un escape mal diseñado puede acentuar o perjudicar todo el beneficio extraído de dicho sistema de admisión.

Por supuesto, antes de diseñar el sistema de escape, se investigará acerca de las tecnologías actuales utilizadas en los sistemas de escape de un motor de combustión interna alternativo, estudiando cuál o cuáles de ellas pueden ser utilizadas en la competición de manera económicamente viable.

En la fase previa del cálculo del sistema de escape se analizará la normativa de la competición (Capítulo 5), cuyas restricciones afectan tanto a las prestaciones finales del motor como al diseño del sistema de escape.

Una vez en la fase de cálculo y análisis y como apoyo a la teoría básica de motores de combustión interna alternativos, se utilizará un potente software de simulación de motores de una de las empresas colaboradoras con el equipo, Ricardo Software.

Para materializar el trabajo, se diseñará el sistema de escape en el software de modelado tridimensional *SolidWorks*, del que el equipo dispone también de una licencia educativa en concepto de colaboración. El motivo del diseño CAD tridimensional no es otro que el de obtener los planos de fabricación del sistema de escape, ya adaptado a las condiciones geométricas y espaciales delimitadas por el monoplaza. Además, el software de simulación de motores permite importar el diseño del escape y simular el rendimiento del motor con dicho diseño.

1.1. ¿Qué es la Formula Student?

La *Formula Student* es una competición entre universidades en la que los estudiantes diseñan, construyen y pilotan un monoplaza. A nivel universitario, es la competición de automovilismo más reconocida del mundo. Está dirigida y organizada por *Society of Automotive Engineers* (SAE) en Estados Unidos, *Institution of Mechanical Engineers* (IMechE) en Reino Unido y la Sociedad de Técnicos de Automoción (STA) en España. Además, está respaldada por grandes marcas y empresas relacionadas con la automoción y tiene como embajadores a grandes ingenieros y pilotos del mundo de la competición automovilística.

En Montmeló (Barcelona), se organiza el evento de *Formula Student* en España, congregando a equipos de universidades de toda Europa, siendo Alemania el país predominante.

La competición se divide en dos tipos de pruebas, unas denominadas estáticas y otras dinámicas. La evaluación del vehículo no solo consta de su rendimiento en pista, sino que se premian también aspectos como detalles del diseño del monoplaza o el coste de fabricación del vehículo. A continuación, se detallan brevemente los distintos eventos puntuables en la competición.

1.1.1. Pruebas estáticas o Static Events

Se denominan pruebas estáticas a aquellas que no evalúan el rendimiento en pista del vehículo, sino aspectos organizativos e ingenieriles. Se dividen en tres pruebas distintas.

Business Plan Presentation Event

El objetivo de esta prueba es hacer una presentación desde el punto de vista económico, de tal manera que se enfoque al monoplaza como una nueva oportunidad de negocio, un producto que vender a los inversores, que serán los jueces en este caso. El valor de puntuación máximo de esta prueba son 100 puntos.

Cost and Manufacturing Event

En esta prueba se evalúan los costes de fabricación del monoplaza, desde materiales empleados hasta las herramientas necesarias. Se debe hacer una lista de materiales (BOM) lo

más fiel posible a la realidad. De igual manera, esta prueba tiene una puntuación máxima de 100 puntos.

Engineering Design Event

En este último evento de las pruebas estáticas, los jueces evalúan el diseño general del monoplaza, analizando y preguntando a los estudiantes el porqué del diseño y qué efectos se persiguen con él. Se evalúan partes totalmente diferentes como, por ejemplo, la funcionalidad del cuadro de mandos o el efecto aerodinámico de un apéndice en el alerón trasero. Este último evento es el más importante de las pruebas estáticas, otorgándole de esta manera una puntuación sobre 150 puntos.

1.1.2. Pruebas dinámicas o “Dynamic events”.

Se denominan pruebas dinámicas a aquellas que evalúan el rendimiento del monoplaza en pista. Se realizan cuatro pruebas dinámicas.

Skidpad Event

La prueba *Skidpad* se compone de dos pares de círculos concéntricos separados formando un trazado en forma de ocho. Los centros de los círculos se separan alrededor de 18 metros, resultando un trazado como el que se muestra en la figura:

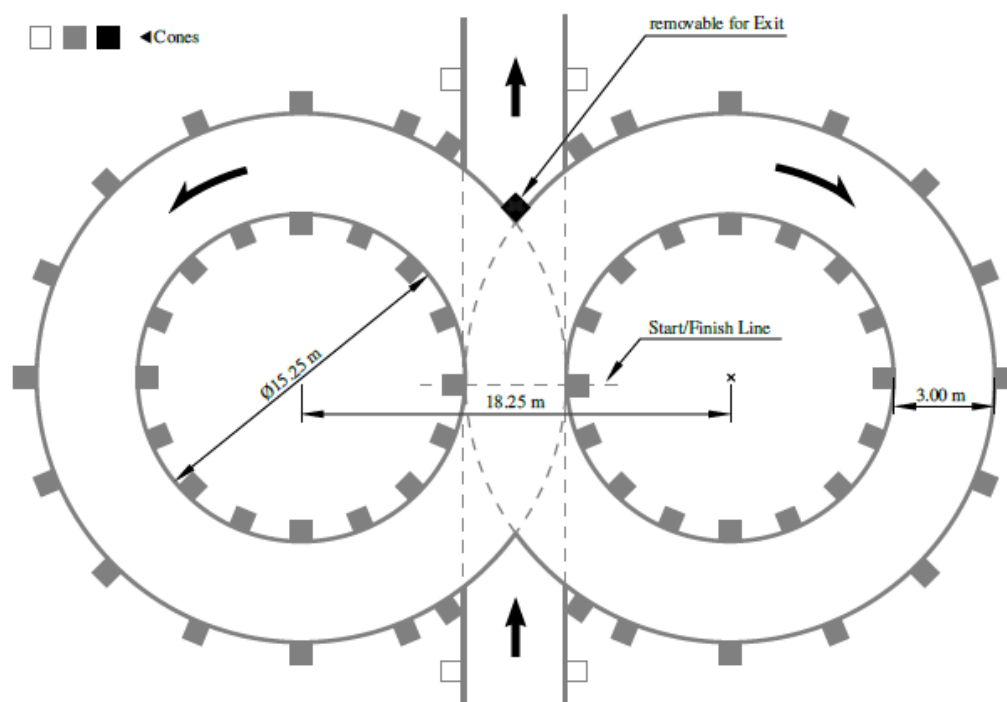


Figura 2: Esquema de la pista de Skidpad

El trazado se completa haciendo cuatro vueltas, dos por cada círculo. En la primera vuelta se entra al círculo derecho y se continúa dando una segunda vuelta ya cronometrada. Inmediatamente después se entra al círculo izquierdo dando una vuelta de instalación para finalmente dar una cuarta y última vuelta cronometrada.

Acceleration Event

La prueba de aceleración se realiza en una recta de 75m de longitud. Cada equipo debe realizarla cuatro veces, es decir, se escogen dos pilotos que tendrán dos oportunidades de marcar el mejor registro al final de la recta. Se le asignará al equipo el mejor tiempo conseguido en las cuatro aceleraciones.

Autocross Event

La prueba de autocross se realiza en un trazado o circuito delimitado por conos, con una distancia total siempre menor de 1.5Km. Por experiencia, suele ser un trazado muy estrecho y sinuoso donde se pone a prueba la agilidad del monoplaza. Esta misma pista albergará el evento de resistencia o “Endurance Event” que se describe en el siguiente apartado. La realización de la prueba es similar a la de aceleración: hay cuatro oportunidades, dos por cada piloto elegido.

En caso de hacer un símil con la alta competición, se puede decir que esta prueba equivale a una clasificación cronometrada, donde los equipos buscan el mejor tiempo posible en la pista.

Endurance Event

La prueba de resistencia consiste en realizar 22Km en el mismo trazado de la prueba de Autocross, solo que se añaden zonas de adelantamientos y zonas de cambio de pilotos. El tiempo conseguido en la prueba de Autocross marca el orden de salida en el evento de resistencia. Los monoplazas salen a pista con un tiempo relativo entre ellos y en caso de adelantar o “doblar” a monoplazas con vuelta perdida, se deben realizar en las zonas de adelantamiento mencionadas anteriormente.

Estas pruebas dinámicas marcan la preparación del monoplaza. Si se estudian mínimamente, es sencillo llegar a la conclusión de que se necesita un monoplaza ligero, ágil y estable en lo que a chasis se refiere, además de tener un motor versátil, con un amplio rango de utilización, que le proporcione al monoplaza la máxima aceleración incluso en la salida de las curvas más lentas.

Existen muchos motores en el mercado capaces de satisfacer holgadamente las necesidades de la competición, pero estos deben cumplir los requisitos de la normativa. Por tanto, el abanico de motores posibles se ve reducido drásticamente, obligando a los equipos a modificar y adaptar las características de fábrica del motor elegido para que proporcione un buen rendimiento en la competición.

2. Objetivos. Metodología

El objetivo principal de este proyecto es calcular y diseñar un sistema de escape completo para un vehículo de *Formula Student*, intentando extraer así el máximo potencial del motor del monoplaza.

El tren de potencia de un vehículo de *Formula Student* debe cumplir las siguientes condiciones para asegurar el buen rendimiento en pista:

- Alta capacidad de aceleración.
- Gran respuesta del motor a la salida de curvas lentas.
- Entrega de potencia lineal y elástica para evitar pérdidas de tracción, con una potencia máxima objetivo de 50 CV / 36.5 KW.

Para conseguir cumplir las condiciones establecidas anteriormente, es necesario que tanto el sistema de admisión como el de escape estén perfectamente sincronizados, es decir, que el diseño de cada sistema esté enfocado a dar el máximo rendimiento en un régimen de giro común y establecido. En este caso, tanto la admisión como el sistema de escape se han diseñado para optimizar las prestaciones del motor alrededor de las 8500 rpm. Teniendo este régimen como objetivo, se comienza a calcular el sistema de escape.

En primer lugar, se realiza un estudio exhaustivo del funcionamiento de un motor de cuatro tiempos y en la renovación de la carga de este tipo de motores. Optimizar este campo es esencial para poder cumplir el objetivo de extraer el máximo potencial del motor del monoplaza.

Tras realizar unos cálculos orientativos de longitud de colectores, se utilizará el software de dinámica de gases Ricardo WAVE para dimensionar por completo todo el sistema de escape y estudiar las posibles configuraciones existentes para un motor de 4 cilindros en línea. En este apartado se aportarán gráficas como apoyo para comprender el desarrollo del proyecto.

Una vez teniendo el dimensionamiento óptimo, se lleva a cabo el diseño del sistema de escape en el software de diseño SolidWorks, respetando las dimensiones calculadas. De esta manera se da apoyo al fabricante con las dimensiones y la forma final que tomará el escape en el vehículo.

El uso del software Ricardo WAVE es fundamental en este proyecto, ya que de primera mano es casi imposible saber y comprender qué es lo que está pasando dentro del motor. Existen demasiadas variables que pueden modificar o camuflar comportamientos, dando lugar a conclusiones erróneas.

3. Fundamentos del motor de combustión interna alternativo.

Se conoce como motor al dispositivo que es capaz de transformar cualquier tipo de energía en energía mecánica. El motor de combustión se encuentra dentro de este campo, concretamente en la categoría de motor térmico, ya que utiliza la energía térmica proveniente de la combustión para producir energía mecánica. Dependiendo de donde tenga lugar la combustión se pueden clasificar los motores en motores de combustión interna o externa.

3.1. Introducción a los motores de combustión.

En los motores de combustión se hace una gran división dependiendo de donde tenga lugar dicha combustión: motores de combustión interna y motores de combustión externa.

Los motores de combustión interna son aquellos en los que el proceso de combustión se produce en el propio fluido de trabajo (mezcla de aire y combustible), dentro de una cámara de combustión. Por el contrario, en los motores de combustión externa esta se realiza de manera aislada al fluido de trabajo. De esta manera se puede modificar la energía de dicho fluido sin cambiar su composición inicial, como sí ocurre en los motores de combustión interna.

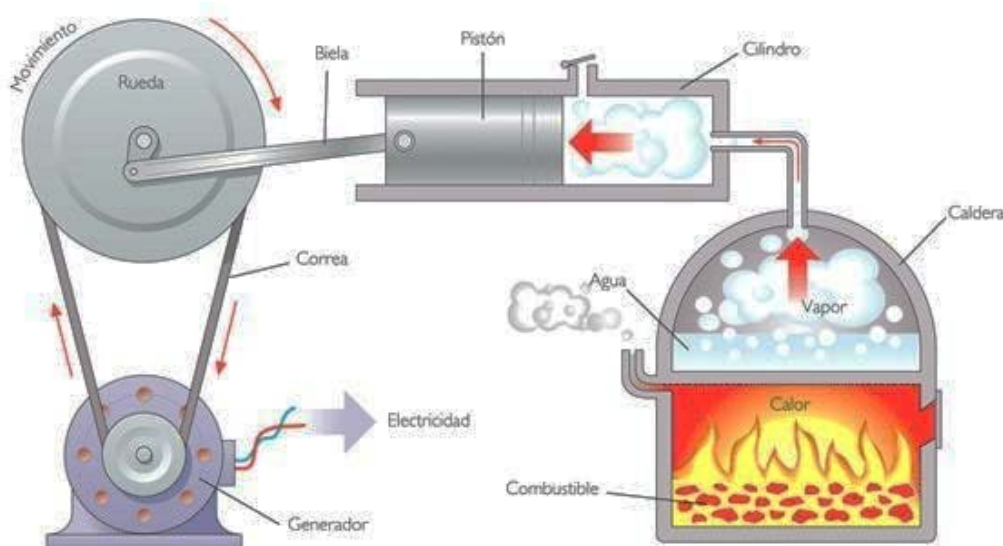


Figura 3: Ejemplo de motor de combustión externa.

Un ejemplo de motor de combustión externa es el motor a vapor. Mediante una caldera generamos calor y le aplicamos dicho calor al fluido de trabajo, haciendo aumentar su energía. A su vez, el fluido de trabajo (generalmente agua-vapor) transmitirá toda su energía en un conjunto de mecanismos para producir movimiento (energía mecánica). Una vez se transforme en trabajo útil la energía del fluido, este puede expulsarse al ambiente o conducirlo de nuevo hacia la caldera para repetir el proceso.

Los motores de combustión interna se pueden dividir según la frecuencia con la que ocurre la combustión, distinguiendo de este modo motores de combustión continua o discontinua. En aquellos en los que la combustión se realiza de forma continua, el fluido de trabajo debe pasar igualmente de manera continua por la cámara de combustión, por ejemplo,

como en una turbina de gas. Por el contrario, en un motor de combustión discontinua, el fluido de trabajo circula de manera intermitente por la cámara de combustión, dando lugar a las fases o “tiempos” del motor.

La siguiente y última subdivisión de un motor de combustión interna viene dada por el tipo de movimiento que realiza la mecánica interna cuando el fluido de trabajo “descarga” su energía. Si la mecánica realiza un movimiento rectilíneo, tendremos un motor alternativo (derecha de la imagen). Por el contrario, si la mecánica describe un movimiento circular tendremos un motor rotativo como, por ejemplo, un motor Wankel (izquierda de la imagen).

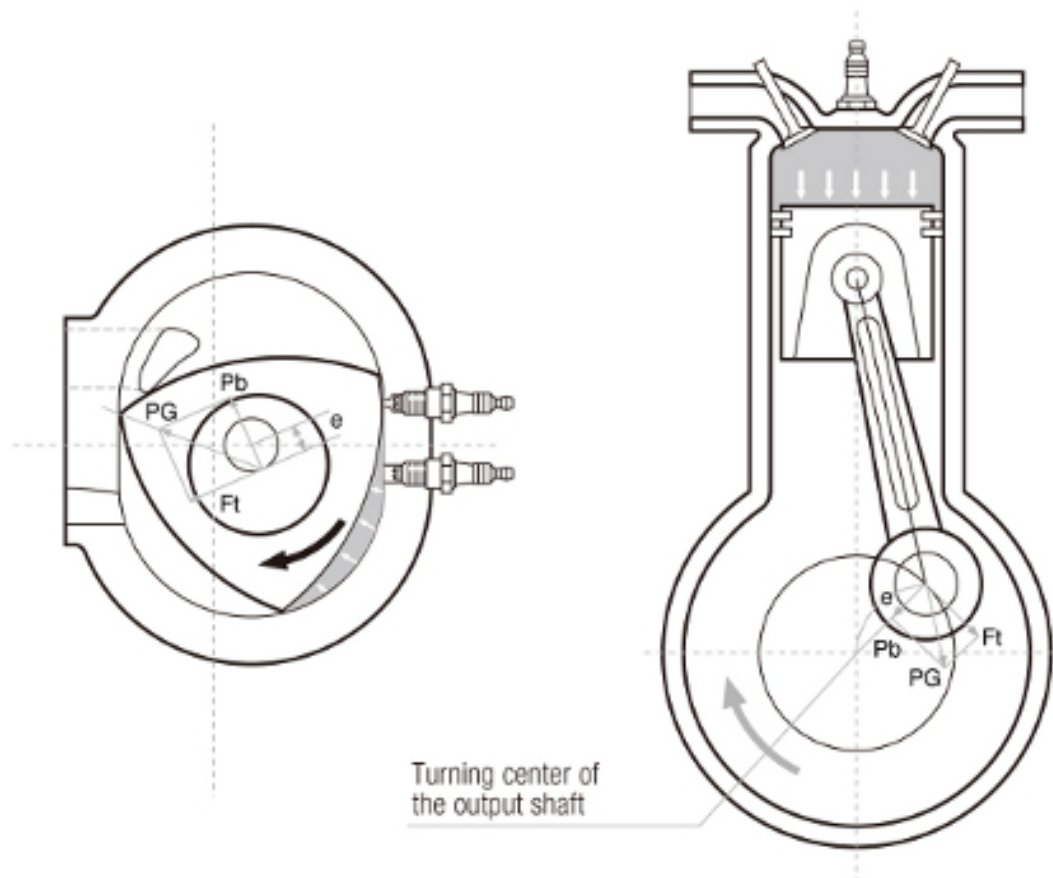


Figura 4: Comparativa del motor Wankel con un motor alternativo.

En lo que concierne al desarrollo del proyecto, se utilizará un motor de combustión interna alternativo (MCIA). En el siguiente árbol se puede observar el desglose que se ha llevado a cabo y los distintos tipos de motores que se han descrito anteriormente.

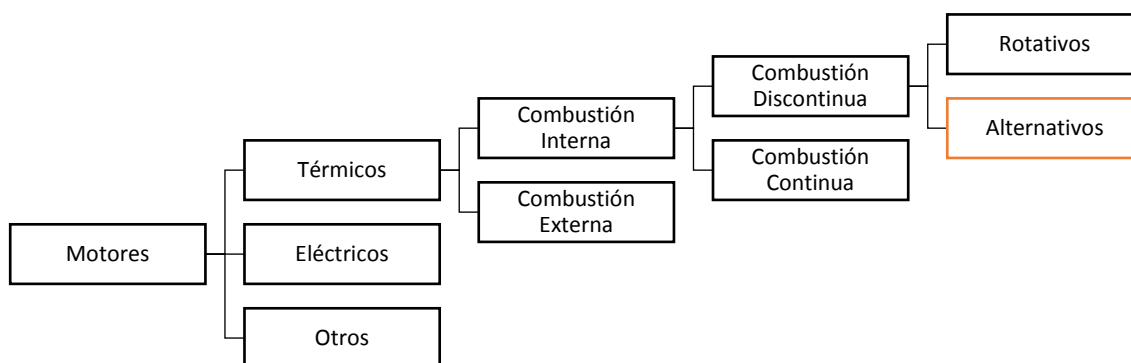


Figura 5: Tipos de motores.

3.2. Clasificación y diferencias de los MCIA.

Los motores de combustión interna alternativos se pueden clasificar de múltiples maneras, pero los criterios principales de los que depende esa división son el proceso de combustión y el ciclo de trabajo.

A continuación, se desarrollará brevemente y con ejemplos cada uno de los criterios mencionados anteriormente.

3.2.1. Proceso de combustión.

Según el proceso de combustión, los motores de combustión interna alternativos se clasifican en motores de encendido provocado (MEP) y motores de encendido por compresión (MEC).

Motores de encendido provocado (MEP)

En este tipo de motores, también denominado motores de explosión o motor *Otto*, la característica principal de la combustión es que al inicio de esta se realiza un aporte de energía externo al ciclo termodinámico. Este aporte de energía se consigue haciendo saltar una chispa entre los electrodos de una bujía. El momento en que se provoca el encendido debe ser el adecuado para que la combustión se realice de la forma más eficiente posible.

Como consecuencia de esa chispa, el proceso de combustión se produce por el avance de un frente de llama por toda la cámara de combustión, teniendo el origen en la bujía y separando claramente dos zonas, una con gases quemados y otra con gases frescos.

Motores de encendido por compresión (MEC)

En los motores de encendido por compresión, o comúnmente conocidos como motores diésel, la combustión se inicia mediante el autoencendido de la mezcla, provocado por las altas temperaturas que se alcanzan en la cámara de combustión en el proceso de compresión. Para controlar el encendido en este tipo de motores, en la fase de admisión sólo se introduce aire y el combustible se inyecta en al final de la fase de compresión, cuando se alcanzan temperaturas suficientemente altas en el cilindro para provocar el autoencendido.

3.2.2. Ciclo de trabajo

Según el ciclo de trabajo, los motores de combustión interna alternativos se pueden dividir en motores de cuatro tiempos (4T) o motores de dos tiempos (2T). La principal diferencia entre estos dos tipos de motores radica en la renovación de la carga, es decir, en el proceso de admisión y escape.

Motores de cuatro tiempos (4T)

En estos motores, el ciclo de trabajo se completa en dos vueltas de cigüeñal o en cuatro carreras del pistón, de donde proviene la denominación de cuatro tiempos. En la figura ... se pueden observar las cuatro fases o tiempos del motor que se describen a continuación.

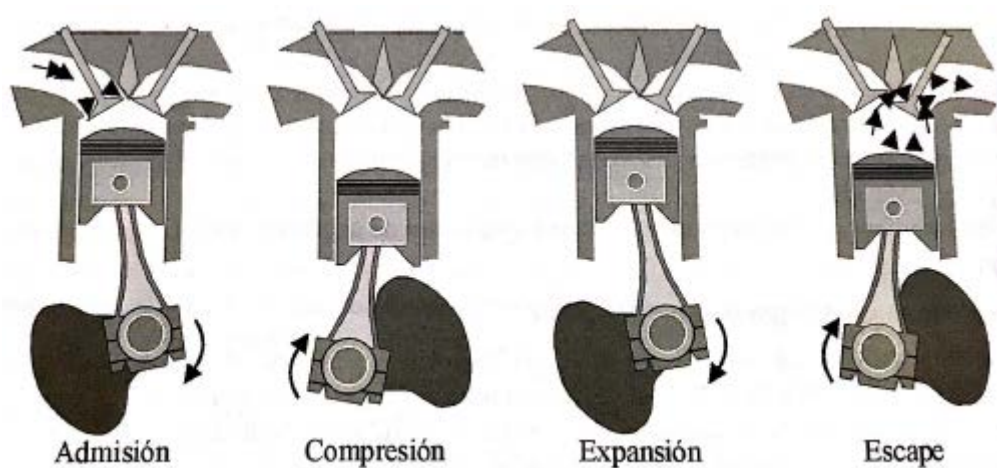


Figura 6: Fases del motor de cuatro tiempos.

- **Admisión:** con la válvula de admisión abierta, el pistón se desplaza desde el punto muerto superior (PMS) al punto muerto inferior (PMI). Por efecto de ese recorrido descendente se crea una depresión que induce la entrada de gases de admisión al cilindro. Cuando el pistón llega al PMI, la válvula de admisión se cierra dando paso a la fase de compresión.
- **Compresión:** el pistón comienza su recorrido desde el PMI al PMS y, debido a que están las válvulas cerradas, la mezcla se comprime. Al final de esta fase se produce la chispa (en el caso de un MEP) o se inyecta el combustible (en el caso de un MEC) para que se inicie la combustión.
- **Expansión:** por efecto de las altas temperaturas alcanzadas durante la combustión y el pequeño volumen de la cámara de combustión, se incrementa enormemente la presión en el cilindro, desplazando el pistón desde el PMI hasta el PMS. Esta fase es la única en la que se obtiene trabajo útil.
- **Escape:** cuando el pistón alcanza el PMI, la válvula de escape se abre permitiendo la salida de gases quemados por efecto de diferencia de presiones. Igualmente, mientras el pistón efectúa la carrera de escape, desde el PMI hasta el PMS, expulsa los gases quemados que aún queden dentro del cilindro. Una vez el pistón llegue al PMS, la válvula de escape se cierra y vuelve a comenzar el ciclo.

Debido a la compresibilidad del aire en el motor y a que la combustión no se produce a volumen constante, se necesitan modificar los puntos de apertura, cierre de válvulas e inicio de la combustión. En realidad, estos parámetros no coinciden con el PMI y el PMS, sino que se efectúan con adelantos y retrasos a esos puntos. Dichos ángulos de adelanto y retraso a la apertura y cierre de válvulas se tratará más en detalle en apartados siguientes.

Motores de dos tiempos (2T)

En los motores de dos tiempos (2T) el ciclo de trabajo se completa en solo una vuelta del cigüeñal o en una carrera del pistón, de donde proviene la denominación de dos tiempos. En la figura ... se pueden observar las fases o tiempos de este tipo de motores y se explicarán las diferencias más notables respecto a los motores de 4T.

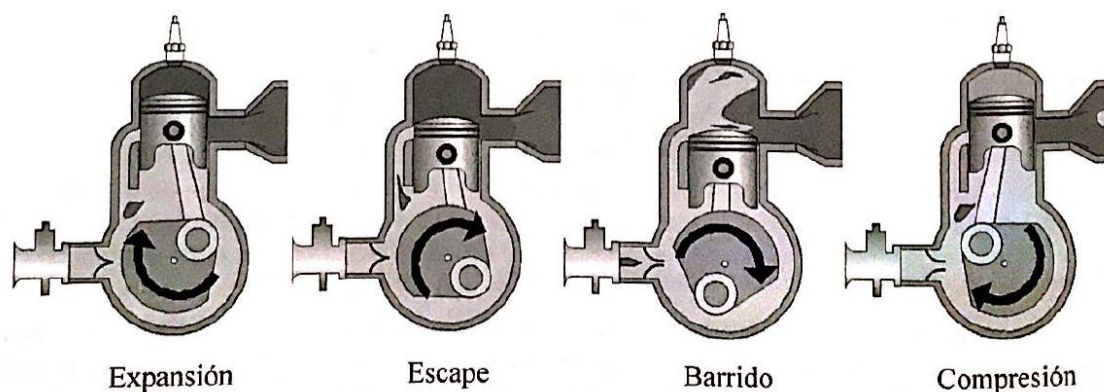


Figura 7: Fases del motor de dos tiempos.

Las carreras de expansión y compresión son exactamente iguales en el motor de cuatro tiempos. La diferencia está en el proceso de renovación de la carga, es decir, admisión y escape, ya que en este tipo de motores se realiza durante las carreras de compresión y expansión, respectivamente.

Comenzando con la combustión en el PMS, el pistón comienza a descender debido a la alta presión que esta genera. A mitad de la carrera de descenso se inicia el proceso de escape, generalmente a través de unas aberturas practicadas en el propio cilindro (lumbreras). Aunque la presión haya descendido, todavía sigue siendo alta en comparación con la presión atmosférica, por tanto, los gases de escape abandonan el cilindro espontáneamente. Según sigue descendiendo el pistón y antes de que se alcance el PMI, este empieza a destapar las lumbreras de admisión dando paso a dicha fase. En ese instante, la presión en el cilindro ya ha descendido lo suficiente como para que se produzca un barrido de gases desde la admisión hacia el escape. Además, la mezcla de admisión se ha comprimido previamente en el cárter, permitiendo que el barrido de gases en el cilindro sea más efectivo. Una vez el pistón alcanza el PMI, inicia la carrera de ascenso, tapando en primer lugar las lumbreras de admisión y poco después las de escape. Es justo en ese momento, aproximadamente a mitad de la carrera de compresión, cuando comienza la carrera efectiva de compresión.

Según lo explicado, este tipo de motores produce por cada vuelta de cigüeñal una combustión y, por ende, una carrera de trabajo útil. Por lo tanto, a igualdad de régimen de giro, los motores de dos tiempos producen el doble de explosiones que un motor de cuatro tiempos.

3.3. Parámetros básicos de los MCIA.

En este apartado se enumeran y se describen los parámetros básicos y necesarios para comprender el desarrollo del proyecto. Existen muchos más parámetros en un motor alternativo, pero solo se describirán aquellos que se utilicen para definir el diseño del motor en la simulación y aquellos de los que dependan los resultados obtenidos en dicha simulación.

Los parámetros básicos de un motor de combustión interna alternativo se pueden clasificar en tres grandes grupos: parámetros geométricos, parámetros de funcionamiento y parámetros indicados y efectivos.

3.3.1. Parámetros geométricos.

Los parámetros geométricos definen la geometría básica de un motor de combustión interna alternativa. Fijados en la fase de diseño, condicionarán el funcionamiento y las prestaciones del motor.

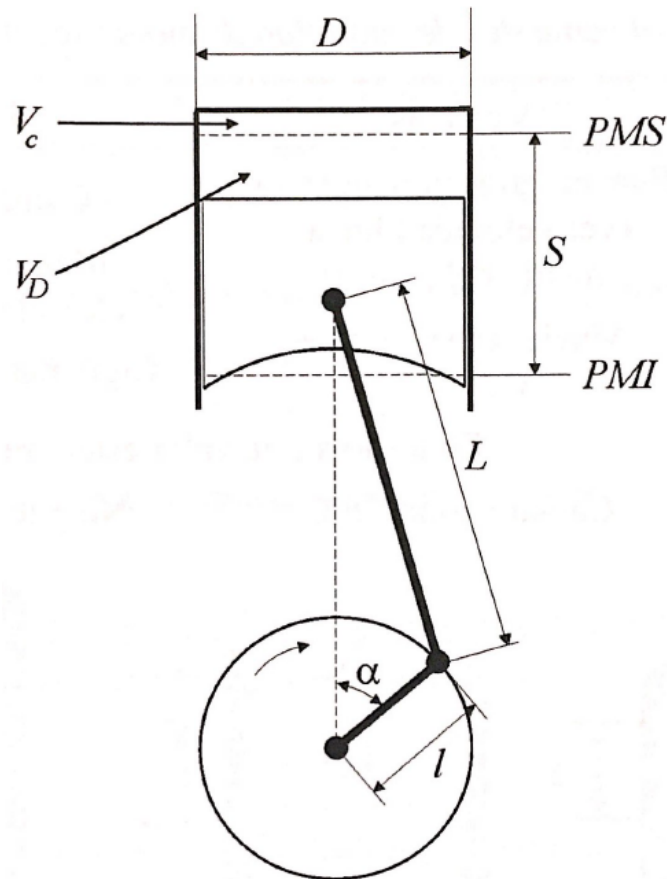


Figura 8: Parámetros geométricos de un MCIA.

Diámetro del cilindro

Es uno de los dos parámetros principales para definir el tamaño del cilindro, junto con la carrera del pistón. El diámetro del cilindro, D , es sensiblemente mayor que el del pistón, permitiendo así el desplazamiento relativo entre las dos partes con mínima fricción. Sin embargo, para la mayoría de los cálculos se toma por igual el valor del diámetro D del cilindro y el del pistón.

Carrera del pistón

La carrera del pistón, S , es la distancia que este recorre en el desplazamiento entre las dos posiciones extremas, el punto más alejado de la culata o punto muerto inferior (PMI) y el punto más cercano a la culata o punto muerto superior (PMS).

Longitud de biela

La biela es el elemento mecánico articulado en los extremos que une el pistón con el cigüeñal, de tal modo que se convierta el movimiento lineal del pistón en movimiento de rotación en el cigüeñal. Su longitud, L , marca la altura del motor.

Sección del pistón

El valor de la sección del pistón, A_p , hace referencia al área transversal de este, siendo la sección sobre la que se aplica la presión de los gases para generar trabajo. Dicho valor se obtiene a partir del diámetro del cilindro con la siguiente expresión:

$$A_p = \pi D^2/4$$

Cilindrada unitaria

La cilindrada unitaria, V_D , es el volumen que el pistón recorre en el cilindro desde el PMS al PMI. Se calcula con la siguiente expresión:

$$V_D = A_p S$$

Volumen de la cámara de combustión

Es el volumen que queda en el cilindro cuando el pistón está en el PMS. Este es el volumen mínimo que alcanzan los gases en la fase de compresión y se representa como V_c .

Relación de compresión

La relación de compresión, r , es el cociente entre el volumen máximo, cuando el pistón está en el PMI, y el volumen mínimo, cuando el pistón está en el PMS.

$$r = \frac{V_{m\acute{a}x}}{V_{m\acute{i}n}} = \frac{V_D + V_c}{V_c}$$

En realidad, es común que en los motores de combustión interna alternativos se cierre la válvula de admisión un tiempo después de que el pistón llegue a su PMI, es decir, después de que se inicie la fase de compresión. En consecuencia, la relación de compresión real o efectiva, r_e , será algo menor, en torno a $r_e = (0.7 - 0.85)r$. En el caso de un motor de dos tiempos, la relación de compresión efectiva es notablemente menor.

Válvulas

El número de válvulas, N_v , y del diámetro de válvula, D_v , suponen la restricción más importante en el flujo de gases que entran en el motor. Dicho de otra forma, aumentar el área de paso de gases de admisión es la mejor manera de mejorar la respiración del motor. El principal limitante en este caso es el diámetro del cilindro.

Sección de paso de válvulas

Cuando la válvula comienza a abrir, deja una sección circular de paso de aire que puede nombrarse como área de plato:

$$A_v = \frac{\pi D_v^2}{4}$$

Al ser una válvula de asiento, cuando esta alcanza cierta alzada, L_v , también deja libre la superficie lateral o área de cortina, que se define de la siguiente forma:

$$A_v = \pi D_v L_v$$

Debido a que el flujo sufre un estrechamiento o restricción a su paso por la válvula, se define un coeficiente de descarga, C_d , que se cuantifica de manera experimental dependiendo siempre de la alzada de la válvula. En este caso, el área efectiva de paso queda definida de la siguiente manera:

$$A_{v,eff} = A_v C_d$$

Diagrama de distribución

Como se explicó en el apartado anterior, las válvulas no se abren y se cierran justo en los puntos muertos superior e inferior, sino que lo hacen un cierto ángulo antes (adelanto) y después (retraso) del punto muerto que corresponda. De esta manera, se optimiza la respiración del motor y se mejoran prestaciones y rendimiento del motor. Los ángulos que determinan el cierre y apertura son los siguientes:

- AAA: adelanto a la apertura de admisión.
- RCA: retraso al cierre de admisión.
- AAE: adelanto a la apertura de escape.
- RCE: retraso al cierre de escape.

Número y disposición de cilindros

El número de cilindros, Z , influye directamente en las prestaciones del motor, aumentando la potencia en un eje común si se colocan en paralelo y con un desfase entre ellos. Las disposiciones más utilizadas en los motores de dos o más cilindros suelen ser en línea, en V y opuestos (que es en V, pero colocados a 180°).

Cilindrada total

El valor de la cilindrada total es el producto de la cilindrada unitaria por el número de cilindros que tenga el motor. Se define como:

$$V_t = zV_d$$

3.3.2. Parámetros de funcionamiento

Los parámetros de funcionamiento son aquellos que definen el estado operativo de un motor.

Régimen de giro

El régimen de giro del motor, n , es el número de vueltas o revoluciones por unidad de tiempo del cigüeñal. Las unidades habitualmente utilizadas en un motor de combustión interna alternativo son las revoluciones por minuto, RPM, medidas en min^{-1} .

Grado de carga

El grado de carga, α , es el parámetro que establece una relación entre lo que el motor está entregando con lo máximo que puede entregar. En el caso de la potencia, los máximos valores que el motor podría entregar dependerían directamente de las condiciones de funcionamiento, como el régimen de giro.

$$\alpha = \frac{N_e}{N_{e,\text{máx}}}$$

Rendimiento volumétrico

Suponiendo que la capacidad de aspiración del motor se puede llenar con la densidad del aire del lugar donde se encuentre dicho motor, se tiene entonces una referencia para cuantificar la eficacia con la que se realiza el llenado del motor. El parámetro adimensional que se define para cuantificar esa eficacia es el rendimiento volumétrico, η_v , que es resultado del cociente entre el gasto másico que entra al motor y el gasto másico que admite el motor según la cilindrada total.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{ref}}$$

3.3.3. Parámetros indicados y efectivos

Los parámetros indicados y efectivos determinan las prestaciones de un motor bajo unas ciertas condiciones de operación. Asumiendo que el origen de la potencia mecánica es el trabajo que ejerce el gas sobre el pistón y el final es el trabajo que llega al eje, se consideran parámetros indicados los que se calculan según las condiciones medidas en el origen y parámetros efectivos los disponibles al final, en el eje.

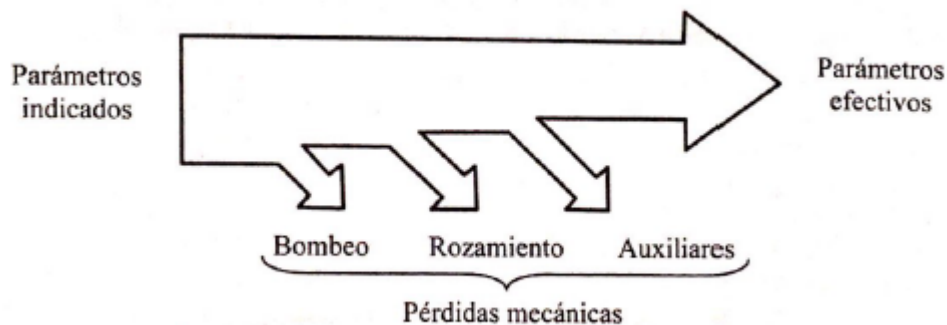


Figura 9: Diferencia entre parámetros indicados y efectivos.

Dicho de otra forma, los parámetros efectivos son los parámetros indicados, pero restándole las pérdidas mecánicas por fricción, bombeo o elementos auxiliares.

En este caso, las gráficas generadas por Ricardo WAVE que se aporten en el proyecto serán sobre los resultados de parámetros efectivos.

Par efectivo

El par efectivo, M_e , de un motor es el par mecánico medio que este ejerce hacia el exterior por medio del eje (cigüeñal). El par motor indica la capacidad tractora que otorga el motor a los dispositivos que este arrastra. De igual forma, indica la capacidad de aceleración.

Potencia efectiva

La potencia efectiva, N_e , es el producto del par efectivo que entrega el motor por el régimen de giro al que este lo entrega.

$$N_e = M_e \omega ; \omega = 2\pi n$$

Trabajo efectivo

El trabajo indicado de un MCIA es un trabajo positivo generado por los gases sobre el pistón durante la combustión y la fase de expansión. Se denomina trabajo efectivo, W_e , al trabajo indicado menos las pérdidas mecánicas. Se relaciona con la potencia efectiva con la siguiente expresión:

$$W_e = \frac{N_e}{i n}$$

siendo $i = 0.5$ para un motor de cuatro tiempos.

Presión media efectiva

La presión media efectiva, pme , se define como una presión constante que, durante la fase de expansión, produciría un trabajo igual al trabajo efectivo. Por lo tanto, se puede definir en la siguiente expresión como:

$$pme = \frac{W_e}{V_t} = \frac{N_e}{i n V_t}$$

Para el caso de un motor de varios cilindros se tomará como pme al valor medio de todos los cilindros.

3.4. Renovación de la carga en un motor de 4T.

El proceso de renovación de la carga en un motor de combustión interna consiste en expulsar los gases quemados del ciclo anterior y volver a llenar el cilindro de gases frescos para quemarlos en el ciclo siguiente. En un motor alternativo de cuatro tiempos, el proceso de

renovación de la carga (o ciclo abierto) se controla mediante la distribución de válvulas, que abre y cierra en sincronía las válvulas de admisión y escape.

En un ciclo ideal, el proceso de escape comienza tras la carrera de expansión y justo cuando el pistón llega al PMI, la válvula de escape se abre. En ese momento, gran parte de los gases de escape abandonan el cilindro de forma espontánea debido a que la presión en el cilindro aún sigue siendo más elevada que en el escape. Después de esa primera descarga, el pistón comienza a expulsar los gases que quedan en el cilindro en su carrera ascendente, hasta que llega al PMS, en una descarga ideal.

Una vez el pistón está en el PMS y de forma inmediata se cierra la válvula de escape y se abre la válvula de admisión. Cuando se cierra la válvula de escape, quedará en el volumen de la cámara de combustión una cantidad de gases de escape que contribuirán en el siguiente ciclo. Cuando abre la válvula de admisión, comienza el proceso ideal de llenado de gases durante la carrera descendente del pistón. Este proceso se realiza a presión constante e igual a la del colector de admisión. Finalmente, cuando el pistón llega al PMI, se cierra la válvula de admisión dando comienzo al ciclo cerrado.

El proceso real no se va a producir según lo descrito en el párrafo anterior por varios motivos. El primero de ellos viene por el motivo de que las válvulas no se pueden abrir o cerrar de forma instantánea, sino que necesitan de un tiempo para ejecutar dichos movimientos. En consecuencia, hay que adaptar los puntos de apertura y cierre de válvulas teniendo en cuenta la duración de dichos procesos.

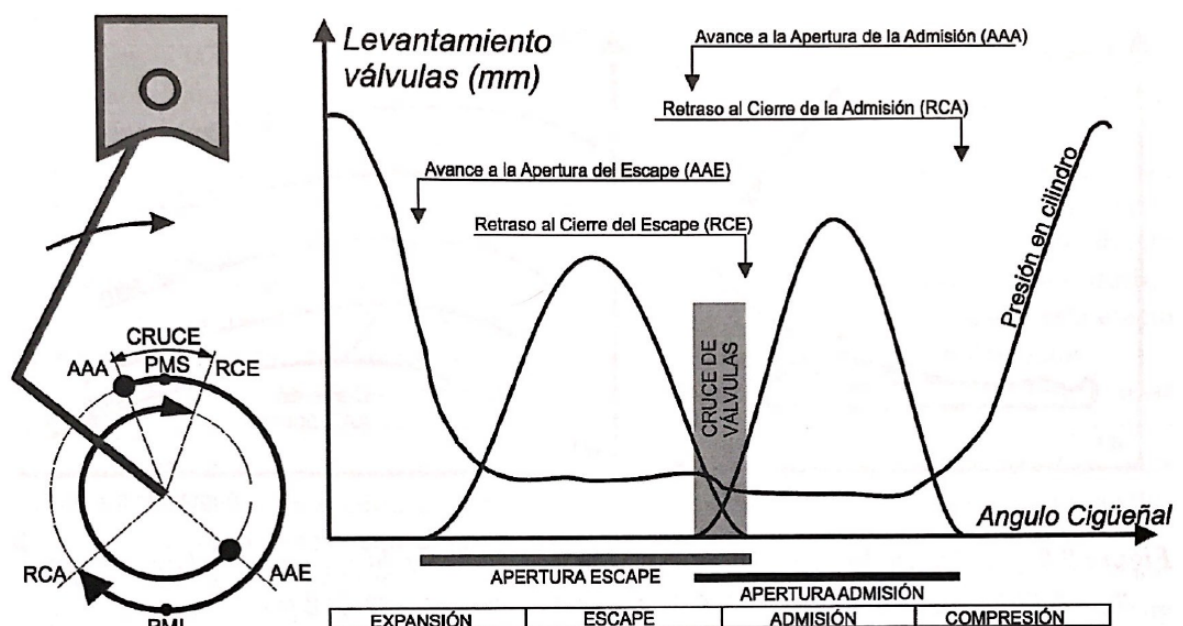


Figura 10: Diagrama de distribución de válvulas en un motor de cuatro tiempos.

En segundo lugar, existirá un diferencial de presiones entre el cilindro y los colectores de admisión y escape durante todo el proceso de renovación de la carga (ciclo abierto). Esto se traduce en velocidades de fluido elevadas en las válvulas, apareciendo así pérdidas de carga e incluso efectos de la compresibilidad de los gases si las velocidades son demasiado altas, resultando en flujos no estacionarios. No existirá tampoco una presión constante en los conductos de las válvulas de admisión y escape ya que la variación del flujo másico, tanto entrante como saliente al cilindro, producirá una bajada o una subida de presión,

respectivamente. Los cambios bruscos de flujo másico de gases generarán ondas de presión que viajarán a lo largo de los colectores, tanto de admisión como de escape. Estas ondas de presión interactuarán con los elementos de los sistemas de admisión y escape y, por efecto de reflexión, las ondas de presión volverán hacia el motor modificando la presión en los conductos de válvulas. En el caso de que las válvulas aún sigan abiertas cuando la onda llega, ese cambio de presión influirá directamente en el flujo másico que pasa a través de los conductos de válvulas.

Por último, en los procesos de admisión y escape hay transferencia de calor, no son adiabáticos. Por tanto, los gases de admisión se calentarán, expandiéndose y afectando al flujo másico entrante. De manera opuesta, los gases de escape se enfriarán, aumentando su densidad a lo largo del tramo de escape.

En conclusión, los fenómenos físicos que más afectan al proceso de renovación de la carga son: el rozamiento, los efectos de inercia del flujo, la compresibilidad del flujo, los efectos de transmisión de ondas y la transmisión de calor.

El efecto que se pretende estudiar en este proyecto es el de transmisión de ondas de presión en el escape. De esta manera, se optimiza la geometría del colector de escape, decidiendo así en qué régimen de giro y qué tipo de onda se debe aprovechar.

3.5. Efectos de las ondas de presión en el sistema de escape.

En el inicio del proceso de escape de un motor, con la apertura de la válvula de escape se genera a su vez una onda de compresión que viajará a lo largo del tubo de escape, ayudando así a expulsar los gases de escape. Una vez llegue a un cambio brusco de sección o al extremo del tubo, se reflejará una onda de succión hacia la válvula de escape, que ayudará a succionar los gases de escape que aún queden en el cilindro.

Dependiendo del desfase existente entre la onda de presión (al abrir la válvula de escape) y la de succión, se pueden tener dos tipos de beneficio en un MCIA:

1. Por una parte, si la onda de succión llega de vuelta al cilindro justo durante el cruce de válvulas producirá un efecto de succión que ayuda a expulsar los gases quemados del cilindro, a reducir gases residuales e incluso a producir “cortocircuito” de gases desde la admisión al escape. Aunque esto último no es deseable, por lo general, la onda de succión proporciona un mejor llenado del cilindro.
2. En caso de que la onda de succión llegue durante la carrera de escape, se ayudará a la expulsión de gases mientras el pistón realiza su movimiento ascendente, reduciendo así el trabajo de bombeo que éste efectúa. Además, al reducir la presión antes del momento de apertura de la válvula de admisión, se favorece el llenado de gases “frescos” al motor, fomentando un barrido de gases que ayudará a expulsar los gases quemados que queden en el cilindro.

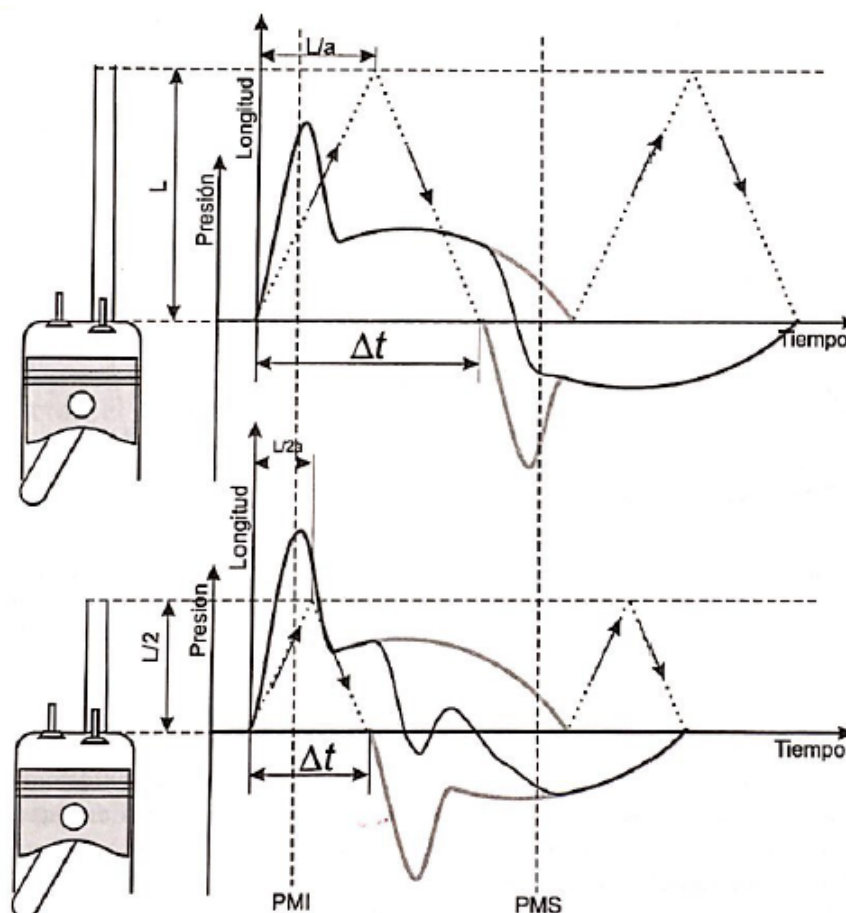


Figura 11: Efecto de las ondas de presión en un motor monocilíndrico.

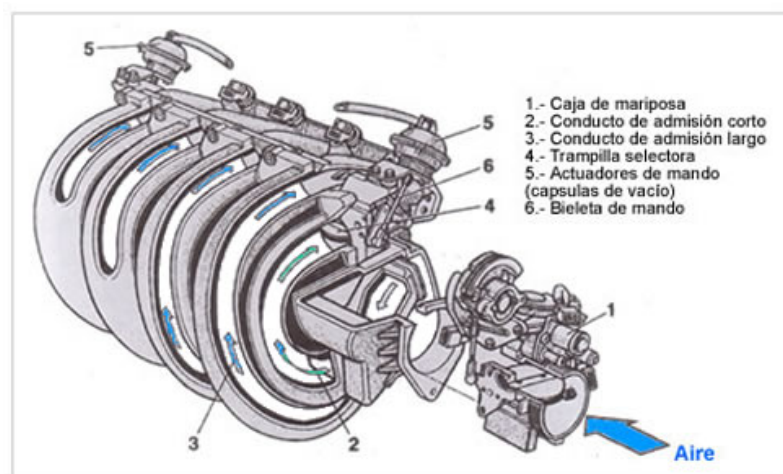
Al igual que se refleja una onda de succión aguas arriba cuando se llega a un cambio brusco en el sistema de escape, la onda de compresión se sigue transmitiendo aguas abajo (con menos intensidad, al igual que la onda de succión). Este fenómeno físico es una problemática cuando se unen varios conductos de escape en un colector común, por ejemplo, en un motor de cuatro cilindros como el caso de estudio.

Dicho problema radica en que las ondas que se transmiten al colector se transmiten igualmente a los otros conductos de escape, pudiendo llegar a los cilindros mientras alguno de ellos tenga la válvula de escape aún abierta. En ese caso, la onda de compresión que llega al motor empuja los gases de escape adentro del cilindro, dificultando el vaciado de gases. Además, si la onda de compresión llega durante el cruce de válvulas, esa sobrepresión dificultará también el barrido de gases y el correcto llenado del motor, provocando incluso que los gases de escape vayan aguas arriba del colector de admisión (reflujo).

Esta problemática se abordará en el capítulo 7, donde se observa gráficamente la interferencia de las ondas entre los cilindros del motor. Se estudiarán varios sistemas de escape, como el colector 4-1 y el colector 4-2-1, con diferentes configuraciones geométricas que intentan aprovechar las ondas de succión reflejadas y eliminar o, al menos, reducir el efecto de las ondas de compresión transmitidas entre los cilindros.

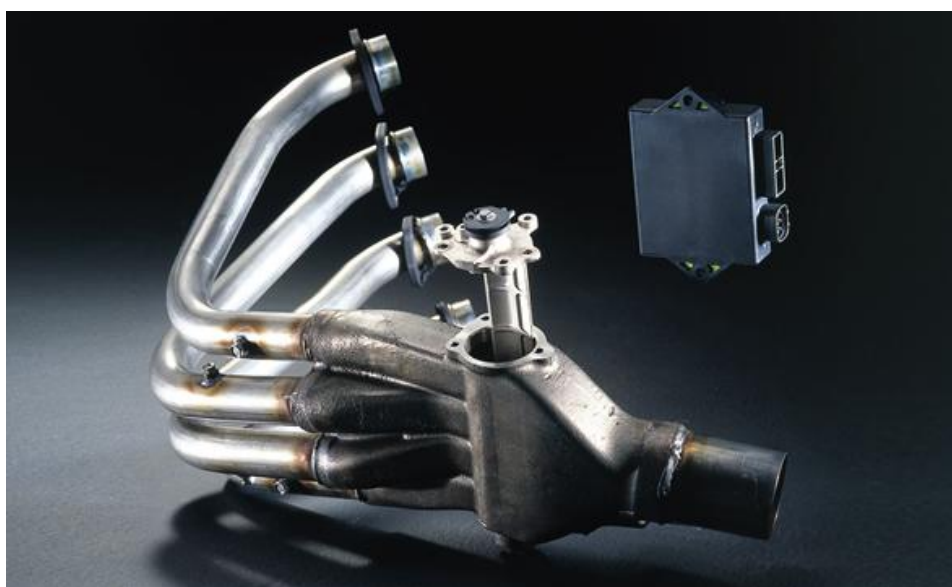
4. Estado del arte. Tecnologías de aprovechamiento de ondas en MCIA

Desde inicios de la primera década de siglo, y debido a la problemática que se comentaba en el capítulo anterior, los vehículos convencionales equipan en sus motores unos colectores de admisión de longitud variable. En el caso de la admisión, la onda que se genera (y posteriormente se transmite) es de succión y la onda que se refleja es de compresión.



*Figura 12: Sistema de admisión variable ACAD de Citroën.
Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net>*

Gracias al uso de dichos sistemas de admisión, con dos conductos de diferente longitud (e incluso diámetro) por cada cilindro, los fabricantes consiguen beneficiarse de la resonancia en admisión en casi todo el rango útil de revoluciones del motor. De esta forma, se consigue un mejor llenado del motor y una curva de par motor más llena, sobre todo en bajas y medias revoluciones.



*Figura 13: Sistema de escape EXUP de Yamaha.
Fuente: <https://www.yamaha-motor.eu>*

A finales de la década de los ochenta e inicios de los noventa, los fabricantes de motocicletas comenzaron a utilizar sistemas electrónicos para el aprovechamiento de los efectos de las ondas de presión.

El primer fabricante en llevar a producción dichos sistemas fue Yamaha en el modelo FZR 400 R en 1987. El sistema, denominado *EXUP* (Exhaust Ultimate Power Valve), trabajaba variando la sección efectiva de escape en la unión del colector 4-1 en función del régimen de giro. En consecuencia, el fenómeno de reflujo de gases de escape se veía reducido y se mejoraba el llenado del cilindro durante el cruce de válvulas.

La gestión electrónica del sistema *EXUP* se basaba en datos como el régimen de giro, la velocidad engranada y el grado de apertura de las válvulas de mariposa en admisión para optimizar en cada momento la sección de paso de gases de escape.

La idea de dimensiones variables en colectores de escape representa un punto de partida para el desarrollo de futuros trabajos cuya problemática principal sea la del aprovechamiento de los fenómenos o efectos de las ondas de presión. En el capítulo 10, se exponen brevemente los puntos o caminos sobre los que comenzar a investigar.

5. Normativa de la competición

Como cada deporte, debe haber una normativa que regule la competición. En este caso, al ser un deporte de motor, en dicha normativa se incluyen y se definen todos los aspectos técnicos que deben cumplir los monoplazas para poder participar en la competición. Para el desarrollo del proyecto tendremos solo en cuenta los aspectos técnicos principales relacionados con el tren de potencia y el diseño de sus elementos auxiliares.

5.1. Normativa Formula Student 2017

Como resumen, extrayendo los puntos esenciales de la normativa que afectan al proyecto, se pueden destacar las cinco siguientes limitaciones:

1. El motor utilizado para propulsar el monoplaza debe ser un motor de combustión interna alternativo de cuatro tiempos, con una cilindrada máxima de 710 centímetros cúbicos por ciclo. Las unidades de potencia híbridas, que funcionen con energía eléctrica almacenada, están prohibidas.
2. En orden de limitar la potencia del motor se debe instalar un restrictor circular de aire, comúnmente conocidos como brida de admisión. Este restrictor debe tener 20mm de diámetro en caso de que el motor funcione con gasolina, o 19mm en caso de hacerlo con etanol E-85. Todo el aire que el motor consuma debe pasar siempre por el restrictor.
3. El sistema de escape debe estar orientado de tal manera que al piloto no le afecten los gases de escape a ninguna velocidad.
4. El sistema de escape no debe sobrepasar los 60 centímetros de altura sobre el suelo ni extenderse más allá de 45 centímetros de la línea del eje trasero.
5. El máximo nivel sonoro permitido es de 103 dBC al ralentí, y de 110 dBC en cualquier otro régimen del motor.

El último punto no se tendrá en cuenta en el desarrollo del proyecto ya que la resolución a dicho problema es relativamente sencilla: colocar un sistema silenciador generoso al final del tramo de escape.

Para la elección del motor, solo es necesario tener en cuenta el primer punto. Las siguientes limitaciones de normativa son consideraciones de operación y diseño de los componentes externos al motor en cuestión. Por lo tanto, para cumplir el primer punto, cualquier motor de motocicleta con una cilindrada inferior a 710 centímetros cúbicos sería válido.

5.2. Pasos previos a la elección del motor del monoplaza.

Antes de decidir qué motor propulsará al monoplaza, hay que tener en cuenta ciertas consideraciones prácticas y de funcionamiento que son esenciales para hacer una correcta elección. Por orden de relevancia, se pueden clasificar de la siguiente manera:

1. Precio y facilidad de compra: debe ser un motor con una alta oferta, permitiendo que haya un gran número de unidades y con un precio contenido en el mercado de ocasión o en desguaces.
2. Fiabilidad: el motor debe tener los mínimos puntos de fallo posible. Es necesario buscar información contrastada (por experiencia) acerca del comportamiento del motor, qué puntos de fallo tiene y si es una avería fácil y barata de solucionar.
3. Recambios: esta condición suele ir de la mano de la anterior. Si ha sido una motocicleta muy vendida, los recambios serán fáciles de encontrar porque habrá muchas piezas de recambio en el mercado.
4. Facilidad de manipulación: en caso de averías, es de gran ayuda que no sea un motor complicado de poner a punto. Aun consultando el manual de taller, hay motores que requieren de una puesta a punto tan perfecta y equilibrada que, en ocasiones, con los medios de los que un equipo de estudiantes dispone, puede hacerse prácticamente imposible de conseguir.

Con estos cuatro pasos anteriores se evaluarán los motores candidatos seleccionados en el siguiente apartado, haciendo un análisis exhaustivo de los puntos fuertes y débiles de cada uno de ellos.

Aunque no sea un paso como tal, sí que es necesario tener en cuenta qué motor llevan y han llevado en la competición los distintos equipos de Formula Student. Este estudio previo puede resultar en una guía perfecta para comenzar a buscar motores.

5.3. Elección del motor del monoplaza.

Previamente a buscar en el mercado, se debe tener claro qué modelos de motores son los más utilizados por los equipos rivales en la competición. Tras realizar dicho estudio, clasificamos los motores por su número de cilindros, ya que cada tipo de motor tiene un comportamiento y unas características diferentes al resto.

5.3.1. Motores tetracilíndricos en línea

Los propulsores con cuatro cilindros en línea suelen ser los más utilizados en motocicletas deportivas de media-alta cilindrada como, por ejemplo:

- Honda CBR 600 RR
- Honda CBR 600 F4i
- Yamaha YZF-R6
- Suzuki GSX-R 600
- Kawasaki Ninja ZX-6R



Figura 14: Motor Honda CBR600RR '03
Fuente: <http://www.motorcycle-usa.com>

Estas motocicletas, aunque están homologadas para circular por la vía pública, están prácticamente desarrolladas para su uso en circuito. De igual manera sucede con sus motores: si se estudian y analizan sus características, es fácil observar que están enfocados para su uso en competición.

YAMAHA YZF-R6 '08	
Propulsor	4t, 4 cil. línea; agua
Cilindrada	599 cc
Diámetro x carrera	67 x 42,5 mm
Rel. compresión	13,1:1
Alimentación	Inyec. electrónica, 41 mm
Potencia máx. (CV/rpm)	135,3 CV a 14.500 rpm
Par máx. (kg·m/rpm)	7,05 kg·m (69,1 Nm) a 11.000 rpm
Distribución	DOHC, 4 válvulas por cilindro
Cambio	6 velocidades
Embrague	Multidisco en aceite
Trans. final	Cadena

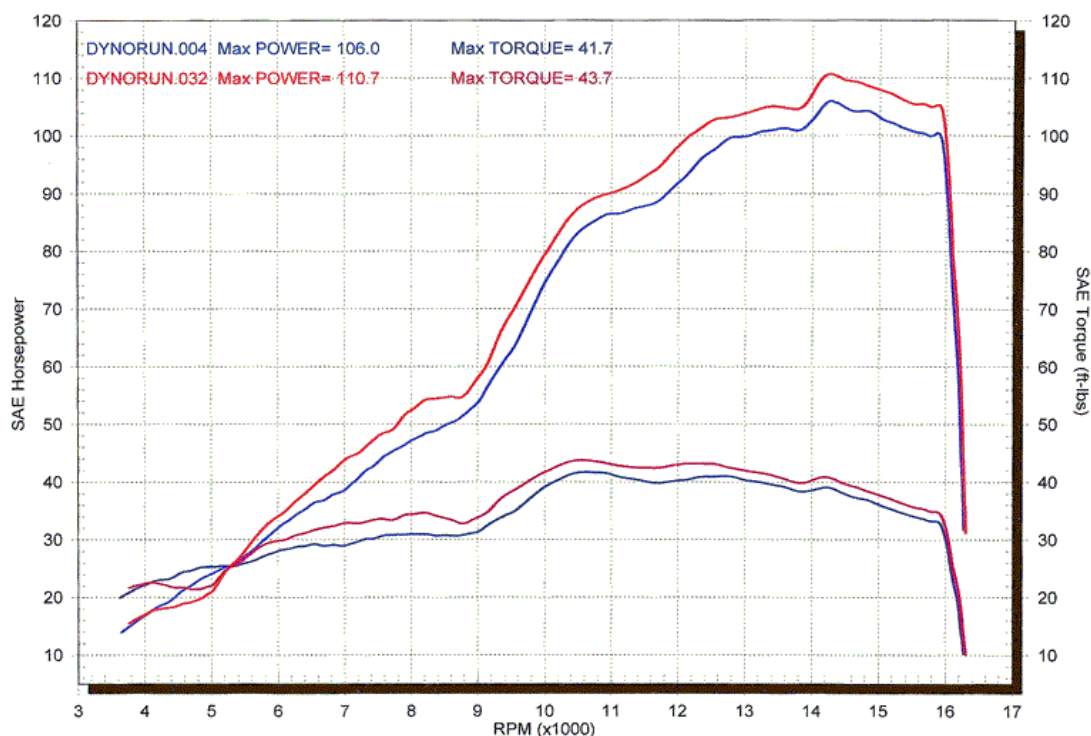


Figura 15: Curva de potencia de Yamaha YZF-R6
Fuente: <https://www.sportbiketrackgear.com>

En la gráfica se observan dos curvas de par motor y potencia diferentes. La línea azul corresponde al motor con el sistema de escape original. Por otro lado, la línea roja corresponde al motor con un sistema de escape menos restrictivo (deportivo o para uso exclusivo en competición). El margen de mejora es relativamente pequeño, pero el aumento del rendimiento del motor en un 4% de potencia es más que suficiente para marcar la diferencia en circuito.

Analizando la gráfica más en detalle, se observa que el motor proporciona los valores de par y potencia máximos a 10500 rpm y a 14300 rpm, respectivamente. Es decir, para que el motor sea capaz de entregar todo su potencial, debe trabajar en un régimen de giro muy alto, entre 10000 y 16000 rpm.

5.3.2. Motores bicilíndricos en “V”.

Los motores de dos cilindros en configuración “V” están muy extendidos en el mercado. Son motores muy versátiles, con una curva de potencia muy generosa en casi todo el rango de revoluciones. Además, son motores muy compactos y con un peso contenido. Esto hace que la relación peso/potencia sea muy baja, característica perfecta para utilizarlos en Formula Student.

Uno de los motores bicilíndricos en “V” más utilizados en la competición es el que utiliza Aprilia en sus modelos SXV 550 y RXV 550.

Como se puede observar en la figura..., es un motor muy compacto y con el centro de gravedad más bajo que en cualquier otra configuración, haciéndolo un candidato óptimo para un vehículo de Formula Student. Este motor proporciona unas prestaciones casi de competición, aunque presenta dos notables problemas: la dificultad (precio) de adquisición y el exhaustivo mantenimiento que requiere.



Figura 16: Motor Aprilia SXV 550
Fuente: <http://www.motorcycle-usa.com>

5.3.3. Motores monocilíndricos.

Los motores monocilíndricos son utilizados en disciplinas de competición donde se requiere una respuesta instantánea en aceleración como, por ejemplo, en enduro o motocross. Mecánicamente hablando son motores muy sencillos, con menor número de piezas móviles.



Figura 17: Motor KTM 450 EXC.
Fuente: <https://motocrossactionmag.com>

El motor monocilíndrico más equipado por vehículos de Formula Student es el motor KTM EXC 450. Estos motores son muy ligeros y tienen una gran capacidad tractora, aunque debido al gran diámetro del pistón, estos no alcanzan elevados regímenes de giro, por lo que la potencia final no es demasiado alta. Sin embargo, debido a su alto par motor, son motores perfectos para ser equipados en vehículos de Formula Student muy ligeros.

6. Ricardo WAVE. Análisis de dinámica de gases en 1-D

Ricardo WAVE es un software de simulación de motores y dinámica de gas 1D que, mediante un código de ingeniería asistido por computador desarrollado por *Ricardo Software*, analiza la dinámica de ondas de presión, flujos de masa y pérdidas de energía en conductos y los colectores de varios sistemas y máquinas.

Proporciona un tratamiento totalmente integrado de la termodinámica y la dinámica de fluidos dependiente del tiempo, mediante una formulación unidimensional que permite realizar simulaciones de rendimiento de un motor (MCIA) con cualquier configuración de admisión, combustión y sistema de escape.

Los colectores y tubos de los sistemas de admisión y escape del motor se modelan usando elementos básicos de flujo de WAVE. Todas estas redes se unen entre sí a través de elementos y sub-modelos del motor, los cuales han sido calibrados para proporcionar “inputs” precisos para el correcto cálculo de la dinámica de ondas de presión en admisión y escape.

Para motores de 4 tiempos, el modelo de barrido completamente mezclado es el más utilizado, que normalmente es adecuado para este propósito.

6.1. Flujo en conductos

Las características del flujo se obtienen como solución de las ecuaciones de flujo compresible cuasi-unidimensional, regidas por la conservación de la masa, momento y la energía. La red del flujo se discretiza en una serie de pequeños volúmenes de control y las ecuaciones mencionadas anteriormente se definen como diferencia finita para cada uno de los volúmenes discretizados. Esa discretización de volúmenes da lugar a una “malla”, con las ecuaciones de conservación de la masa y energía resueltas para cada volumen y la ecuación de conservación de momento para cada contorno o frontera entre volúmenes.

Las ecuaciones, según la documentación técnica de Ricardo WAVE se escriben en una forma conservadora como:

$$mass = \frac{dm}{dt} = \sum \dot{m}$$

$$energy = \frac{de_T}{dt} = \sum \dot{m}h + sources$$

$$momentum = \frac{d mu}{dt} = -A \frac{dp}{dx} dx + \sum \dot{m}u - sources$$

La solución de dichas ecuaciones se obtiene mediante el método de diferencias finitas. Se utiliza la aproximación de volumen finito a la discretización de las ecuaciones diferenciales parciales. Los incrementos de tiempo se rigen por la condición de convergencia de ecuaciones diferenciales de Courant-Friedrichs-Lewy:

$$C > \frac{u \cdot \Delta t}{\Delta x}$$

donde:

- C es el número de Courant
- u es la velocidad
- Δt es el incremento del tiempo
- Δx es el incremento de espacio

6.2. Modelado del motor en WAVE

El acceso al hardware para la medición es muy valioso, además de poder disponer de la mayor cantidad posible de datos experimentales. Ricardo WAVE es el paso final en el proceso, el software es simplemente una herramienta para proporcionar un cálculo rápido de los modelos físicos y matemáticos fundamentales. Los resultados son tan buenos como lo sean las entradas y suposiciones hechas al preparar el sistema.

6.2.1. Recogida de datos

Antes de construir un modelo, se requiere una amplia variedad de información relacionada con el sistema que se va a simular. Los tipos de datos requeridos se pueden dividir en 3 categorías principales: datos geométricos, datos del motor y parámetros de operación.

Datos geométricos

La recopilación de datos geométricos puede ser la parte que más tiempo consume en la construcción de modelos. Para un motor, se requieren las dimensiones de todos los sistemas de admisión y de escape, incluidos los puertos. Es necesario modelar cada parte de estos sistemas con un cierto grado de precisión.

Las longitudes de las tuberías del colector de admisión y escape y los volúmenes del silenciador y del filtro de aire son extremadamente importantes, especialmente para el trabajo de predicción de ruido. También determinan los puntos de sintonía para las curvas de rendimiento del motor.

El acabado superficial del componente determina las pérdidas de flujo debidas a la fricción de la pared. Las propiedades térmicas del material se utilizan para determinar la transferencia de calor cuando se activa el modelo de conducción estructural, de lo contrario se aplican coeficientes simples de transferencia de calor.

En resumen, tanto el sistema de admisión como el sistema de escape deben estar modelados con el mayor realismo posible, ya que una variación en cualquier elemento (cuerpos de admisión, filtros, catalizadores, silenciosos...) afectaría notablemente al comportamiento del motor.

Datos del motor

Los datos del motor se refieren a todas las dimensiones y características asociadas con el propio motor. Esto incluye la culata y los puertos de entrada y escape. Para el motor básico sólo se requiere información mínima:

- Diámetro
- Carrera
- Longitud de biela
- Relación de compresión
- Orden y distribución de encendido
- Datos de fricción mecánica.

Los puertos requieren información más detallada que sólo se puede recoger de la prueba de los puertos en un régimen de flujo de estado estable. La información típica necesaria es:

- Coeficientes de flujo de puerto tomados de los datos medidos
- Diámetros de la válvula
- Adelanto y retraso a la apertura y cierre de válvulas
- Elevación de válvulas o perfiles de leva

Parámetros de trabajo

Los parámetros de funcionamiento se refieren a las condiciones de simulación. Los datos típicos requeridos para un motor son:

- Temperatura de pared en sistemas de admisión y escape.
- Velocidad de funcionamiento del motor
- Caudal de combustible o relación combustible / aire
- Temperatura media de la superficie del pistón y de la culata del cilindro.
- Condiciones ambientales
- Datos de combustión

Estas son las condiciones mínimas requeridas para que el modelo básico funcione.

6.3. Modelado en *WaveBuild*.

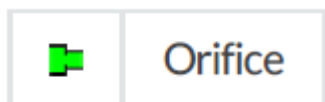
WaveBuild es el preprocesador utilizado para construir los modelos geométricos y proporcionar todos los datos de entrada para los modelos físicos necesarios en un análisis de Ricardo WAVE.

WaveBuild consiste en un lienzo en el que se colocan una serie de bloques de construcción básicos que representan la geometría de un modelo como conductos, volúmenes o cilindros del motor. Estos bloques de construcción pueden ser editados para que la geometría represente con exactitud el sistema real. Los menús desplegables y los paneles también permiten al usuario describir los modelos físicos a utilizar en diferentes campos como la combustión, formación de emisiones e inyección.

6.3.1. Fundamentos de uniones/cruces de flujo.

Hay varios tipos de cruces disponibles en WaveBuild. Cada uno tiene usos y requisitos específicos. A continuación, se describen algunas uniones comúnmente utilizadas que se utilizan para el modelado básico.

Orifice

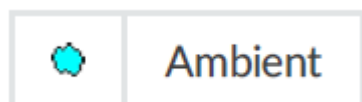


Una unión de orificio es una "junta" usada para ligar dos conductos. Una unión, en efecto, 'sin masa', sin longitud física. Se requiere tener conductos conectados en ambos lados (es decir, no puede tener una conexión y dejarse flotando en el espacio). Es mejor pensar en la unión del orificio como un plano 2-D a través del cual pasa el flujo. Los conductos de cada lado pueden ser de diámetros diferentes o del mismo diámetro.

La única entrada requerida es el diámetro del orificio que se puede ajustar igual o menor que el menor de los dos conductos conectados. Si se deja como AUTO, se asume que el diámetro es el del conducto conectado más pequeño.

Una unión de orificio se usa frecuentemente para modelar una restricción en un sistema tal como una válvula parcialmente cerrada o el cambio de sección en un carburador. La apariencia de esta unión en la pantalla cambiará para coincidir con los ajustes para el diámetro de los conductos conectados, así como el diámetro del propio orificio.

Ambient



Se utiliza una unión ambiental básica para representar los extremos "atmósfera" de un modelo o terminaciones de flujo. Si el diámetro del orificio representado por el ambiente se pone a 0, entonces el ambiente se considera una terminación de flujo (extremo de un tubo).

Una unión ambiental sólo puede tener un conducto conectado a ella por lo que, si un modelo tiene un silenciador de escape de escape múltiple, cada tubo de escape debe tener su propia unión ambiente.

Y-Junction



Las *Y-Junction* se usan para modelar partes geométricas complejas de un sistema que no pueden representarse como conductos. Dos tipos de *Y-Junction* están disponibles: simple y complejo. Las *Y-Junction* simples se utilizan para modelar volúmenes esféricos. Las *Y-*

Junctions complejas funcionan de forma idéntica, pero se usan para modelar volúmenes con forma arbitraria.

Las uniones en Y se usan típicamente para modelar uniones donde más de dos conductos se unen. Los elementos del sistema que comúnmente se modelan usando *Y-Junctions* son filtros de aire, colectores de entrada, catalizadores y silenciadores de escape. Un *Y-Junction* puede tener cualquier número de conductos conectados (dentro de los límites especificados).

Es importante elegir la unión correcta al modelar un sistema. Las siguientes reglas generales se aplican a la selección de uniones:

- Cuando se unen dos conductos, sin otro cambio que el diámetro o una restricción, se utiliza “Orifice”.
- Cuando se une un conducto a las condiciones atmosféricas, se utiliza una unión ambiental “Ambient”.
- Al modelar un colector de escape o admisión (una conexión de varios conductos) se utiliza una unión “Y-Junction”.
- Al modelar un volumen grande o complejo se realiza una serie de uniones “Y-Junction”.

6.4. Modelos mecánicos aplicables al motor WAVE

Los modelos de movimiento del pistón son utilizados por WAVE para determinar la posición instantánea del pistón en el cilindro y, por lo tanto, el volumen de la cámara de combustión.

6.4.1. Modelo biela-manivela

El modelo biela-manivela se utiliza para representar la disposición de partes mecánicas diseñadas para convertir el movimiento de traslación en movimiento de rotación o viceversa. El movimiento del pistón se define así mediante la inclusión de entradas geométricas para la cámara de combustión cilíndrica, el cigüeñal y la biela. En última instancia, se requiere la posición del pistón para calcular el volumen de la cámara de combustión.

6.4.2. Modelo de fricción Chen-Flynn

Para modelar la fricción en el motor WAVE se utiliza una forma modificada de la correlación de Chen-Flynn. La correlación tiene un término constante A_{cf} , un término que varía con la presión máxima del cilindro B_{cf} , (dependiente de la carga), un tercer término linealmente dependiente de la velocidad media del pistón C_{cf} , para tener en cuenta la fricción hidrodinámica y un cuarto término cuadrático con la velocidad media del pistón Q_{cf} , para incluir también las pérdidas por corriente.

Cada cilindro tiene su propia contribución a la fricción total del motor basada en su propia presión máxima del cilindro y su carrera (dentro del factor de velocidad, S_{fact}).

La ecuación utilizada para calcular la fricción se da a continuación:

$$FMEP = A_{cf} + \frac{1}{ncyl} \sum_{i=1}^{ncyl} [B_{cf}(P_{max})_i + C_{cf}(S_{fact})_i + Q_{cf}(S_{fact})_i^2]$$

Con:

$$S_{fact} = \frac{n S}{2}$$

6.5. Modelos de conducción y transferencia de calor

Los modelos de conducción se utilizan para calcular las temperaturas superficiales en los cilindros. Las temperaturas superficiales precisas mejoran las condiciones de contorno para los modelos de transferencia de calor en el cilindro y pueden usarse para ayudar en el diseño de componentes del motor.

Los modelos de transferencia de calor se utilizan para calcular el coeficiente de transferencia de calor convectivo en el motor.

6.5.1. Conducción simple

El modelo de conducción simple en el motor utiliza una red térmica predefinida para representar la camisa del cilindro, la culata, el pistón, las válvulas de admisión y las válvulas de escape. Esto permite la predicción de las temperaturas superficiales para la cámara de combustión, así como la transmisión de calor del motor al refrigerante.

En el modelo de conducción simple se puede seleccionar tres sub-modelos de conducción diferentes:

- **Off:** toda la conducción del modelo se desactiva y se utilizan temperaturas de pared fijas.
- **Steady:** las capacidades térmicas se desprecian, de modo que la solución converge rápidamente a una predicción de las temperaturas de los componentes en estado estacionario.
- **Transient:** las capacidades térmicas se consideran, de manera que la solución modelará con precisión la respuesta térmica estructural.

En este modelo, la cámara de combustión está representada como una red simplificada de resistencias térmicas. En la red térmica, el pistón, la camisa del cilindro, la culata, las válvulas de admisión y las válvulas de escape están hechos de un solo tipo de material.

La camisa del cilindro y la culata se tratan como una resistencia térmica unidimensional, es decir, el gas disipa calor a su superficie, después a la camisa del cilindro y mediante el nodo interior del cilindro, a las superficies laterales del refrigerante y posteriormente al refrigerante.

Las válvulas de admisión y de escape se tratan también como resistencias térmicas unidimensionales y transfieren el calor de la misma manera descrita anteriormente, solo que esta vez el fluido receptor del calor son los gases de admisión o de escape, respectivamente.

Las resistencias térmicas están unidas entre la culata y los nudos interiores de las válvulas, donde las resistencias de contacto se ejercen sobre los asientos de las válvulas durante los períodos de cierre de válvulas.

El pistón se representa como un tipo de resistencia térmica bidimensional, es decir, el calor se transfiere desde el gas del cilindro hasta el nodo interior y luego se desvía en dos direcciones. Una parte del calor va a la parte del pistón que está refrigerada por el aceite del motor y la otra parte va a la falda del pistón. Se supone una resistencia térmica de contacto entre la falda del pistón y la camisa del cilindro. En el caso de la culata, está aislada térmicamente de la camisa, como se muestra en la figura siguiente. La misma disposición de la red térmica se utiliza tanto para análisis transitorios como para análisis en estado estacionario, solo que, para el análisis en estado estacionario, se ignora la capacidad térmica de cada componente.

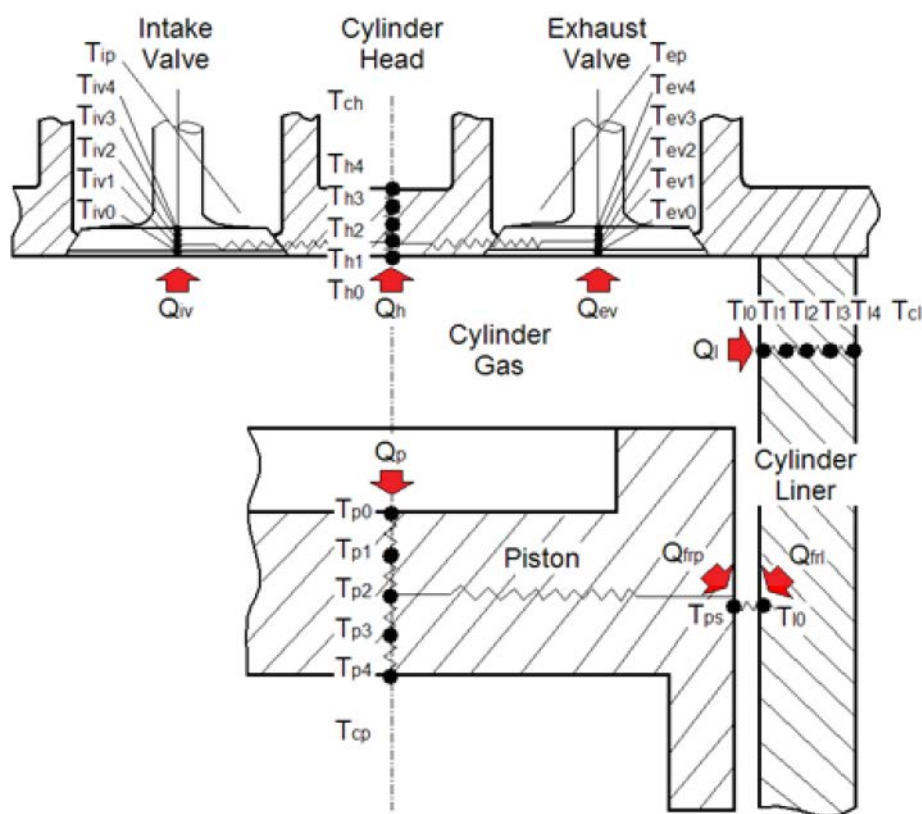


Figura 18: Red térmica simplificada del cilindro en el modelo de conducción simple.

Los flujos de calor en el pistón, la camisa y la culata se calculan a partir del modelo convectivo de transferencia de calor. Se considera la entrada de calor debida a la fricción del pistón y del segmento. Las fracciones de pérdida de fricción se añaden a la falda del pistón y a la camisa del cilindro, respectivamente, que son definidas por el usuario.

La convección de calor de las superficies del lado del conducto de las válvulas se calcula, utilizando flujos unidimensionales. Se considera la radiación de calor de las válvulas de admisión y de escape y las paredes adyacentes del sub-volumen del puerto de admisión y escape. Se incluye la transferencia de calor entre las superficies laterales del conducto de válvulas y los gases en los puertos de admisión y escape.

Para el pistón, según la documentación técnica de Ricardo WAVE, los dos valores recomendados para el coeficiente de transferencia de calor del lado refrigerado por aceite son $1170 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ para salpicaduras de aceite y $2635 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ para la refrigeración por chorro de aceite.

Para la culata y la camisa, el coeficiente de transferencia de calor se puede calcular a partir de una ecuación empírica, en la que se considera el efecto de la ebullición nucleada en la convección por calor:

$$h = 1.4846795 * Q^{0.644}$$

Donde:

- h = Coeficiente de transferencia de calor [$\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$]
- Q = Flujo de calor [W/m^2]

Los valores máximo y mínimo del coeficiente de transferencia de calor son 15000 y 50 $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$, respectivamente. Esta correlación es válida sólo cuando el motor se calienta, es decir, la ebullición nucleada se produce a alta temperatura del refrigerante.

La ecuación general de conducción de calor se discretiza como una ecuación para la red térmica:

$$\sum_n \frac{T'_{m,n} - T'_{m,p}}{R_{m,n}} = \frac{C_m}{\Delta\tau} (T'_{m,p} - T_{m,p})$$

Con:

$$C_m = \rho V_m c_p$$

Donde:

- T = Temperatura en el paso anterior
- T' = Temperatura actual
- V_m = Volumen de metal

El subíndice “m” se refiere a la pared sólida y los subíndices “p” y “n” designan el interior y los nodos vecinos, respectivamente.

La resistencia térmica es:

- Para conducción:

$$R_{m,n} = \frac{\Delta x_{m,n}}{k A_{m,n}}$$

- Para convección:

$$R_{m,n} = \frac{1}{h A_{m,n}}$$

- Para conductancia en contacto térmico:

$$R_{m,n} = \frac{1}{c_{m,n} A_{m,n}}$$

Donde:

- x = Distancia entre nodos vecinos
- k = Conductividad térmica
- A = Área de la sección transversal
- c = Conductancia térmica

6.5.2. Modelo Woschni de transferencia de calor.

El modelo de transferencia de calor de Woschni ve la carga como el hecho de tener un coeficiente uniforme de velocidad y flujo de calor en todas las superficies del cilindro, calculando la cantidad de calor transferida hacia la carga y desde la carga basándose en dichas suposiciones. Es el modelo de transferencia de calor más utilizado para un MCIA.

El coeficiente de transferencia de calor de Woschni se calcula usando la siguiente ecuación:

$$h_g = 0.0128 \cdot D^{-0.2} \cdot P^{0.8} \cdot T^{-0.53} \cdot v_c^{0.8} \cdot C_{enht}$$

Donde:

- D = Diámetro del cilindro
- P = Presión en el cilindro
- T = Temperatura en el cilindro
- v_c = Velocidad característica
- C_{enht} = Multiplicador de efecto

La velocidad característica es la suma de la velocidad media del pistón y una velocidad adicional relacionada con la combustión que depende de la diferencia entre la presión del cilindro y la presión que existiría bajo las condiciones de funcionamiento del motor. Es dada por la correlación original de Woschni como:

$$v_c = C_1 v_m + C_2 \frac{V_D T_r}{P_r V_r} (P - P_{mot})$$

O por la correlación modificada de Woschni, que incluye un término de compensación de carga, como:

$$v_c = \max \left[\left(C_1 v_m + C_2 \frac{V_D T_r}{P_r V_r} (P - P_{mot}) \right), \left(C_1 v_m \left(1 + 2 \left(\frac{V_c}{V} \right)^2 IMEP^{-0.2} \right) \right) \right]$$

Donde:

- v_m = Velocidad media del pistón
- V_D = Cilindrada unitaria

- T_r = Temperatura de referencia
- P_r = Presión de referencia
- V_r = Volumen de referencia
- P_{mot} = Presión bajo condiciones de funcionamiento
- V_c = Volumen de cámara de combustión
- V = Volumen instantáneo del cilindro
- $IMEP$ = Presión media efectiva indicada

Los coeficientes C_1 y C_2 se definen de la siguiente manera:

- Para la renovación de la carga o barrido de gases:

$$C_1 = 6,18 + 0,417 \frac{v_s}{v_m} ; C_2 = 0$$

- Para la compresión:

$$C_1 = 2,28 + 0,308 \frac{v_s}{v_m} ; C_2 = 0$$

- Para la combustión y la expansión:

$$C_1 = 2,28 + 0,308 \frac{v_s}{v_m} ; C_2 = 3,24 \cdot 10^{-3} [m/s \cdot K]$$

Donde la velocidad de “swirl” o la componente tangencial de la velocidad v_s se calcula según el radio de “swirl” dado o predicho:

$$v_s = \pi \cdot R_{swirl} \cdot D \cdot \frac{n}{60}$$

6.6. Modelos de combustión.

El modelo básico del motor es una simulación dependiente del tiempo de los procesos en el cilindro, basada en la solución de las ecuaciones de masa y energía. La ecuación de masa explica los cambios debidos al flujo a través de las válvulas y a la inyección de combustible. Se tienen en cuenta, de manera separada, los flujos de aire, combustible vaporizado, combustible líquido y productos de la combustión. Se supone que el combustible líquido tiene masa, pero ocupa un volumen muy pequeño (tiene densidad muy alta en comparación con los gases). Las propiedades termodinámicas son las mismas que en cualquier otro elemento de flujo.

La ecuación de energía se basa en la primera ley de la termodinámica e iguala el cambio de la energía interna de los gases en cilindro a la suma de los flujos de entalpía dentro y fuera de la cámara, la transferencia de calor y el trabajo del pistón.

En cuanto al volumen de control, hay dos opciones. Una es tratar al cilindro como una única región. La segunda opción es diferenciar dos regiones, una quemada y otra sin quemar,

pero compartiendo la presión. El modelo de dos regiones se utiliza para capturar con más detalle los procesos que tienen lugar durante el período de combustión.

6.6.1. Combustión “Wiebe” por encendido provocado.

La función de combustión Wiebe es ampliamente utilizada para describir la tasa de masa de combustible quemada en los cálculos termodinámicos. Esta relación permite la entrada independiente de los parámetros de la forma de la función y de la duración de la combustión. Representa de manera bastante fidedigna las tendencias observadas experimentalmente de la combustión (premezclada) de encendido provocado.

La fracción de masa acumulada quemada en función del ángulo del cigüeñal viene dada por lo siguiente:

$$W = 1 - \exp\left(-\alpha \frac{\theta}{t}\right)^{(n+1)}$$

Donde:

- α = parámetro interno WAVE
- θ = ángulo girado desde el inicio de la combustión
- t = duración de la combustión (10% - 90%)
- n = exponente de la función Wiebe

El perfil de quemado en el panel de entradas se puede utilizar para observar los efectos de variar los parámetros de entrada. Variando el punto del 50% de quema simplemente cambia la curva hacia adelante o hacia atrás. La variación de la duración del 10% al 90% prolongará la duración total de la combustión, haciendo que el perfil se alargue o comprima más. Variar el exponente de Wiebe cambiará la curva para quemar masa antes o después.

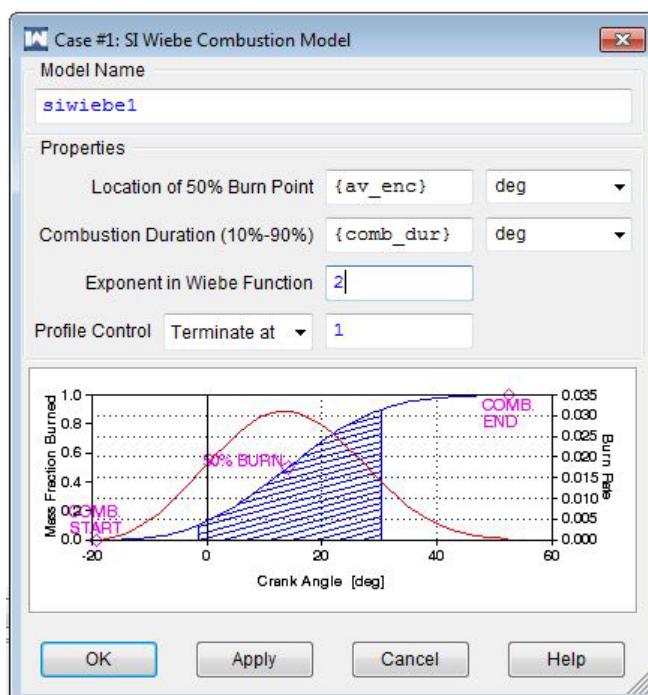


Figura 19: Combustión Wiebe en Ricardo WAVE.

Por defecto, los modelos de combustión de encendido provocado en WAVE siguen una relación constante de aire de combustión/combustible bajo el supuesto de que la mezcla de combustible y aire está completamente premezclada.

En ciertos diseños de motores de encendido provocado (principalmente el de inyección directa), el combustible y el aire no se mezclan completamente al comienzo de la combustión. Para modificar la estequiometría de combustión y permitir que WAVE se adapte a la masa añadida o retirada del cilindro durante la combustión, se puede activar un modelo de combustión secundaria de carga estratificada. El modelo permite al usuario especificar una relación de equivalencia de combustión que se utilizará durante la primera parte de la combustión.

6.7. Ajuste de Ricardo WAVE. Simulación de ejemplo: motor monocilíndrico.

En esta primera simulación se analizará el caso de un motor monocilíndrico. Es la manera más fácil de observar el efecto que tienen las ondas de resonancia en el tubo de escape en función de su longitud y diámetro. El cilindro que se utilizará en el análisis será idéntico en geometría y cubaje que cualquiera de los cuatro que tiene el motor que montará el monoplaza (Honda CBR 600F4i).

Previamente a la explicación de funcionamiento del programa es necesario aclarar que, aunque de aquí en adelante se hable de una sola simulación, esta se subdividirá en distintos casos, donde en cada caso se variarán las variables que se crean convenientes como régimen de giro del motor, longitud de colectores o punto de encendido. Se profundizará en esta aclaración más adelante, cuando se explique la tabla de constantes.

Al final de esta primera simulación se podrán consultar de un modo fiable datos del funcionamiento del motor, que serían extrapolables al caso de cuatro cilindros, como temperatura y presión máxima alcanzadas en el cilindro, velocidad del sonido a dicha temperatura, rendimiento volumétrico del cilindro, par o potencia máxima. Estos datos nos servirán para realizar los cálculos necesarios del colector de escape.

En el manual de taller del motor encontramos los valores necesarios para definir la geometría y el funcionamiento del motor en Ricardo WAVE. En caso de necesitar algún dato más concreto, se podría calcular a partir de estos.

01-'03 HONDA CBR 600 F4i		
Diámetro x Carrera	67 x 42.5	mm
Cilindrada	599	c.c.
Longitud de biela	94.75	mm
Relación de Compresión	12:1	
Distribución	Cadena con doble árbol de levas en cabeza. 16 válvulas.	
Válvula de admisión		
Alzada máxima	8.5	mm
Holgura	0.2	mm
Adelanto Apertura Admisión	22° (alzada en 1mm)	BTDC
Retraso Cierre Admisión	43° (alzada en 1mm)	ABDC
Válvula de escape		
Alzada máxima	7.2	mm
Holgura	0.28	mm

Adelanto Apertura Escape	38° (alzada en 1mm)	BBDC
Retraso Cierre Escape	7° (alzada en 1mm)	ATDC
Orden de encendido	1-2-4-3	
Volumen cámara comb. (en culata)	9.2	c.c.

6.7.1. Parámetros básicos de la simulación

Al iniciar el programa Ricardo WAVE, se debería mostrar una hoja en blanco y los menús y opciones mostradas en la Figura 1.

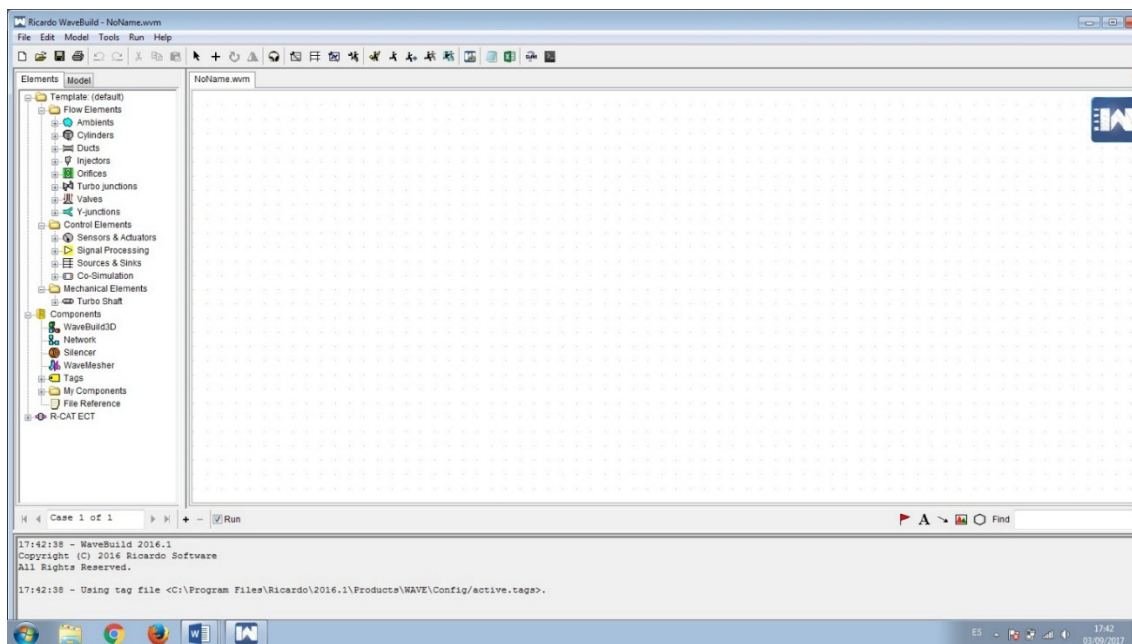


Figura 20: Lienzo en blanco del programa Ricardo WAVE.

Para crear un nuevo modelo, el primer paso debe ser siempre definir las condiciones iniciales de simulación. Pulsando en *Simulation Control*, en la barra de herramientas en la parte superior de la pantalla, aparecerá la ventana correspondiente para realizar el ajuste de las condiciones y parámetros básicos de la simulación del MCIA.

Se puede modificar completamente toda la configuración básica de la simulación, pero por cuestiones de simplicidad sólo se enumerarán en este apartado los campos que requieran un ajuste para adecuarlo a la simulación que se desee.

En la pestaña de parámetros generales (*General Parameters*) se observan los campos elementales a la hora de realizar la simulación, como la duración en ciclos de ésta, los coeficientes para incrementar o atenuar la fricción o transferencia de calor y el sistema de unidades que el programa tomará como referencia. Dado que se desconoce el número de ciclos que la simulación realizará para converger, estableceremos un número típico para un motor de gasolina, recomendado por el manual de uso de Ricardo WAVE.

Se establece un límite máximo de 30 ciclos por caso para resolver la simulación que, en caso de que la inicialización de parámetros y variables sea correcta, dicho límite no se alcanzará nunca. Si se necesitan realizar más ciclos, la auto-convergencia detendrá la simulación y se notificará al usuario.

La opción de reinicializar el modelo entre casos tiene como efecto el de reestablecer los valores iniciales de temperaturas de pared, temperaturas, velocidades y presiones del fluido cada vez que se analice un caso diferente en la simulación. Se dejará desactivado por la sencilla razón de que el valor obtenido en la convergencia del primer caso será más cercano al valor de convergencia del segundo caso que el valor establecido antes de simular.

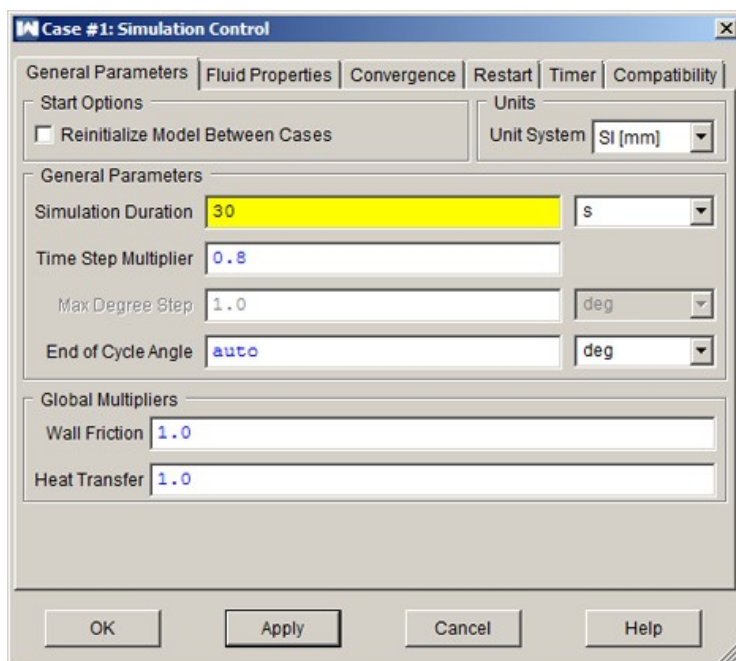


Figura 21: Panel de control de la simulación

Por ejemplo, se van a analizar dos casos consecutivos, uno a 2000 rpm y otro a 3000 rpm. Si se establece inicialmente un valor de temperatura de escape de 900K y al final de la resolución del caso de 2000 rpm tenemos un valor de temperatura de 1100K, podemos suponer que el valor de temperatura de escape en el caso de 3000 rpm será más cercano a 1100K que a 900K. Generalmente esta suposición suele ser la correcta porque ayuda al programa a converger más rápidamente en los siguientes casos. Por lo tanto, se mantendrá desactivada dicha opción.

Las unidades de referencia serán las del Sistema Internacional y se dejarán por defecto los multiplicadores del efecto de la fricción y la transferencia de calor.

En la siguiente pestaña se definirán las propiedades del fluido (*Fluid Properties*) a utilizar por Ricardo WAVE. Se establece el aire como un fluido ideal y el combustible a utilizar será gasolina de 98 octanos (RON 98).

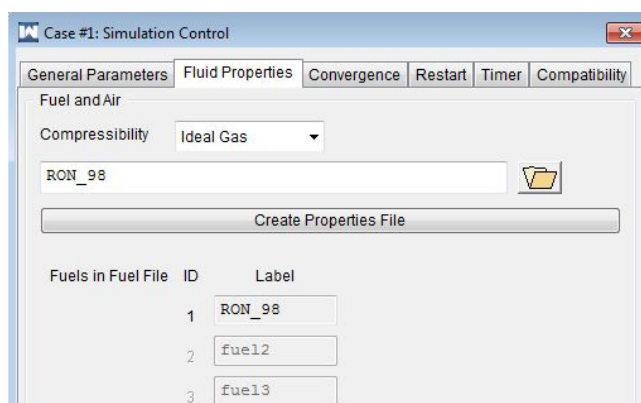


Figura 22: Elección del combustible en la simulación.

En la pestaña de convergencia (*Convergence*) se ajusta la desviación máxima (en porcentaje) que se desea entre soluciones consecutivas y el número de soluciones para que el modelo llegue a converger. El hecho de reducir el porcentaje de la desviación y aumentar las soluciones consecutivas dentro de esa desviación puede ocasionar un aumento del tiempo de cálculo que no se corresponda con el aumento en la precisión de la solución. Por tanto, se mantendrán los valores que establece por defecto Ricardo WAVE.

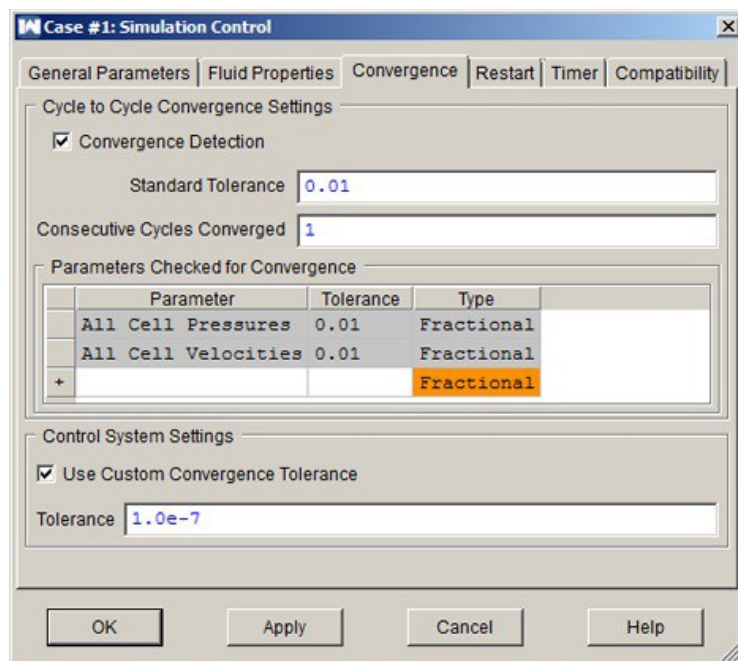



Figura 23: Ajuste de los parámetros de convergencia.

Los campos agrupados en las pestañas restantes no necesitarán ninguna modificación para que la simulación se lleve a cabo según las condiciones deseadas, por lo que se dejarán los valores por defecto.

6.7.2. Ajuste del motor para la simulación.

Para proseguir con la simulación es necesario configurar adecuadamente todos los valores que Ricardo WAVE requiera de la geometría y/o funcionamiento del motor que queremos simular. En la barra de tareas, “*Engine*”, se abrirá una ventana en la que introduciremos los datos que se reflejan en las tablas siguientes.

		
Engine General Panel		
Geometry		
Number of cilindres	1	
Strokes per cycle	4	
Engine type	Spark Ignition	
Operating Parameters		
Engine Speed	{ revs }	rpm

Reference Pressure	1	bar
Reference Temperature	298	K
Scavenge		
Scavenging Profile Type	Fully Mixed	

Asd

Combustion > Primary Models > SI Wiebe		
Loc. 50% Burn Point	{av_enc}	deg
Combustion Duration (10-90%)	{comb_dur}	deg
Exponent in Wiebe Function	2	
Profile Control	Terminate at	1

Asd

Heat Transfer > Woschni		
Model Type	Original	
Multiplier Int. Valves Open	1	
Multiplier Int. Valves Closed	1	

asd

En el apartado de conducción de calor “*Conduction*” se activa el modelo de transferencia de calor que se ha especificado en el apartado anterior. El método para evaluar la conducción y los valores necesarios para calcularla se especifican en la tabla siguiente.

Global Conduction Settings		
Model	Transient	
Thermal Resistance Tolerance for Cycle Skipping	10	%
Cycle Skipping Activation Cycle after Transient	2	

Cylinder Walls				
	Piston	Cylinder Head	Cylinder Liner	Units
Mean Thickness	5	10	7	mm
Thermal Conductivity	140	150	160	W/m/K
Total Volume	17628.3	35256.5	62619.8	mm^3
Volumetric Heat Capacity	3.00E+06	3.00E+06	3.00E+06	J/m^3/K
Coolant-Side Area	3525.65	3525.65	8945.69	mm^2

Cylinder Cooling		
Boundary Conditions		
Piston	Splash	
Head	Correlation	
Liner	Correlation	
Piston Oil Temperature	373	K
Piston Oil-Side Heat Transfer Coefficient	1170	W/m^2/K
Cylinder Head Coolant Temperature	363	K
Head Coolant-Side Heat Transfer Coefficient	Corr.	W/m^2/K
Cylinder Liner Coolant Temperature	370	K

Liner Coolant-Side Heat Transfer Coefficient	Corr.	W/m ² /K
Fraction of Engine Friction Which Heats Piston	0.37	
Fraction of Engine Friction Which Heats Piston	0.37	

Valves			
Conduction Model	on	on	
Valve Thickness	2.5	2.5	mm
Seat Width	1	1	mm
Thermal Conductivity	50	50	W/m/K
Volumetric Heat Capacity	3.00E+06	3.00E+06	J/m ³ /K
Contact Conductance	2000	2000	W/m ² /K

6.7.3. Definición de las válvulas del motor.

Tras introducir los datos básicos del funcionamiento del motor, el siguiente paso es el de definir el número y el tipo de válvulas a utilizar en el motor. Se utilizarán tres tipos diferentes de válvulas: una válvula de mariposa en la admisión, y dos pares de válvulas de asiento (admisión y escape) para la cámara de combustión.

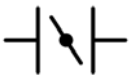
En un MCIA, las válvulas que permiten la entrada y salida de gases a la cámara de combustión son válvulas de asiento. Definiendo un perfil de alzada, y un coeficiente de descarga que dependa de dicha alzada, Ricardo WAVE sabe con precisión cuánto está alzando la válvula en función del ángulo de giro del cigüeñal y, por ende, cuánta mezcla de aire y combustible está entrando al motor en ese mismo instante.

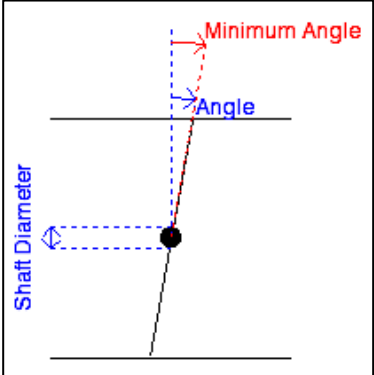
La forma más precisa para representar las válvulas en Ricardo WAVE es la de analizar la alzada de la válvula con un reloj comparador y ensayar experimentalmente el coeficiente de descarga de la válvula según la alzada que esta tenga. En caso de no tener los medios suficientes, como en este caso, utilizaremos la base de datos de Ricardo WAVE.

Ricardo WAVE tiene en su base de datos varios ejemplos de motores. Uno de ellos es el motor de una motocicleta deportiva de 600 centímetros cúbicos, sin distribución variable, exactamente el mismo que el del monoplaza. De esta manera, se pueden aprovechar tanto los perfiles de alzada (uno para admisión y otro para escape) como el coeficiente de descarga para el motor a simular.

Válvula de mariposa del sistema de admisión.

Para definir las válvulas que va a utilizar el motor, se sigue la siguiente ruta, comenzando desde la barra de herramientas: “Model” > “Valves”. Después, se añade una válvula de mariposa en “Add” > “Butterfly”. Aparecerá una ventana en la que se deben añadir los siguientes datos para modelar geométricamente la válvula de mariposa que deseamos:

		
Butterfly Valve Editor		
Valve Number	1	
Valve Geometry		
Bore Diameter	28	mm
Shaft Diameter	3	mm
Minimum Plate Angle	10	deg



Además, es necesario definir un coeficiente de descarga que dependa del ángulo de apertura de la válvula. En “*Edit Flow Coefficient Profiles*” introducimos el archivo por defecto de la base de datos de Ricardo WAVE: “*BUTTERFLY_CF_TYP*”. Este archivo genera el siguiente perfil de coeficiente de descarga:

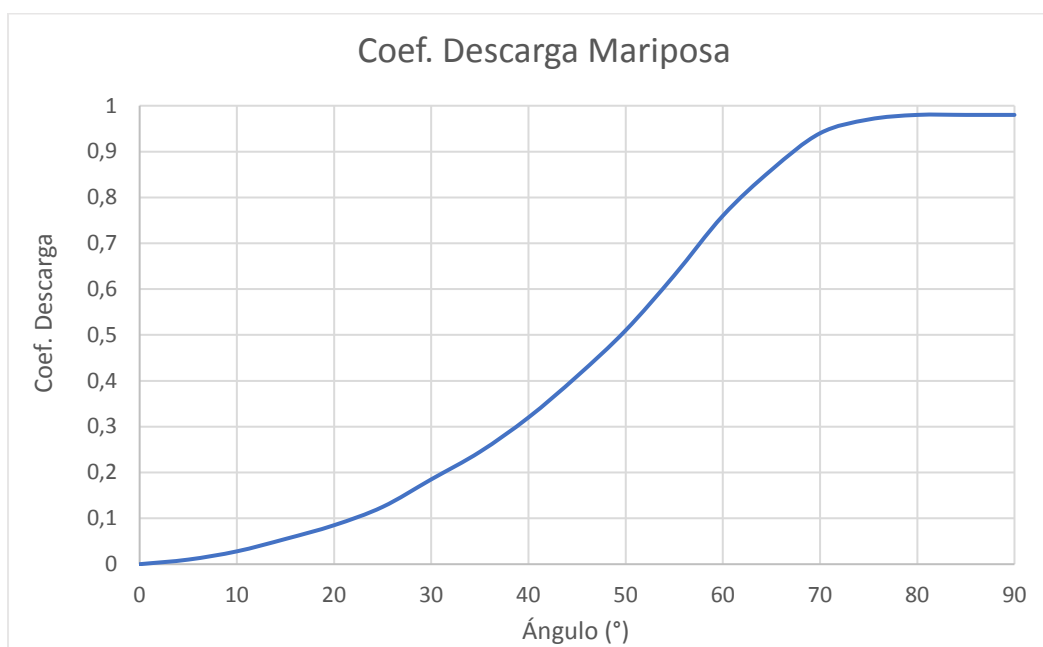


Figura 24: Coeficiente de descarga de la válvula de mariposa.

Válvulas de asiento de la cámara de combustión.

Finalizada la válvula de mariposa para la entrada de aire, el siguiente paso es el de crear los dos tipos de válvulas de asiento del motor, una para los gases de admisión y otra para los de escape. Se añaden a la lista pulsando en “Add” > “Lift”. Aunque las dos válvulas sean distintas, se van a definir de manera conjunta porque el procedimiento es similar en ambas. En primer lugar, se ajusta el diámetro de cada válvula y se le asigna un número, que servirá para identificarlas en la configuración del cilindro.



Valve Number	2	
Reference Diameter	26.5	mm
Lift Valve editor (Exhaust)		
Valve Number	3	
Reference Diameter	23	mm

Posteriormente, en la opción “*Edit Lift Profile*” se introducen los de perfiles de alzada de ambas válvulas. Dicho perfil está definido con un ángulo que es totalmente independiente del ángulo de giro del motor, siendo el origen o ángulo cero el lugar de máxima alzada de la válvula.

En la siguiente gráfica se observan ambos perfiles, tanto el de admisión como el de escape y el ángulo de referencia con el que se ha hecho la medición.



Figura 25: Perfiles de alzado de válvulas de admisión y escape.

Según se observa en la gráfica, ambas válvulas se encontrarían abiertas en el origen del ciclo del motor, es decir, justo cuando se da paso a la fase de expansión, con el pistón en el PMS. Esto que ocurre no puede tener lugar en un MCIA, ya que las válvulas se verían aplastadas por el pistón, además de que con las válvulas abiertas no habría compresión y, por tanto, tampoco combustión.

Para ajustar el perfil al ciclo del motor se tienen unos valores de referencia, que son los puntos de apertura y cierre de válvulas especificados en el manual de taller. En este caso, los puntos de apertura y cierre vienen definidos cuando la válvula se encuentra con 1 mm de alzada. Entonces, la solución para ubicar los perfiles correctamente pasa por hacer coincidir el punto del perfil donde la válvula alcanza 1 mm de alzada con el punto que le corresponda a lo largo del ciclo.

MANUAL TALLER > A 1mm ALZADA				
Distribución	Angulo relativo (°)	Angulo absoluto (°)	Angulo R. WAVE (°)	Diferencia (°)
AAA	22 BTDC	338	-124	-3
RCA	43 ABDC	583	124	
AAE	38 BBDC	142	-115	-5
RCE	7 ATDC	367	115	

Por ejemplo, para la válvula de admisión, el adelanto de apertura a 338° debe coincidir con el punto -124° del perfil de alza de admisión. De igual manera para la válvula de escape, el adelanto de apertura a 142° debe coincidir con el punto -115° del perfil de alza de escape.

La diferencia existente entre el perfil de la válvula real y el que Ricardo WAVE nos proporciona es lo suficientemente pequeña como para despreciarla sin que tenga efectos notables en el rendimiento del motor.

El ajuste de la ubicación del perfil se realiza en el cuadro “*Anchor*”, dentro de “*Edit Lift Profile*”: en el cuadro “*Cycle*” se introduce el punto del ciclo y en el cuadro “*Profile*” se introduce el punto del perfil de alza que queremos hacer coincidir.

El valor de “*Lash*” en “*Valve Parameters*” hace referencia a la holgura existente entre el perfil de la leva y el taqué que efectúa la alza de la leva. Según el manual, para la válvula de admisión se tiene una holgura de 0.2mm y para la válvula de escape 0.28mm, debido a la mayor temperatura que esta alcanza.

Edit Lift Profile					
Profile Editor (Intake)			Profile editor (Exhaust)		
Anchors			Anchors		
Cycle	338	deg	Cycle	142	deg
Profile	-124	deg	Profile	-115	deg
Valve Parameters			Valve Parameters		
Lash	0.2	mm	Lash	0.28	mm
Angle Type		Crank	Angle Type		Crank

Por tanto, según lo modificado anteriormente, la distribución de válvulas queda de la siguiente manera:

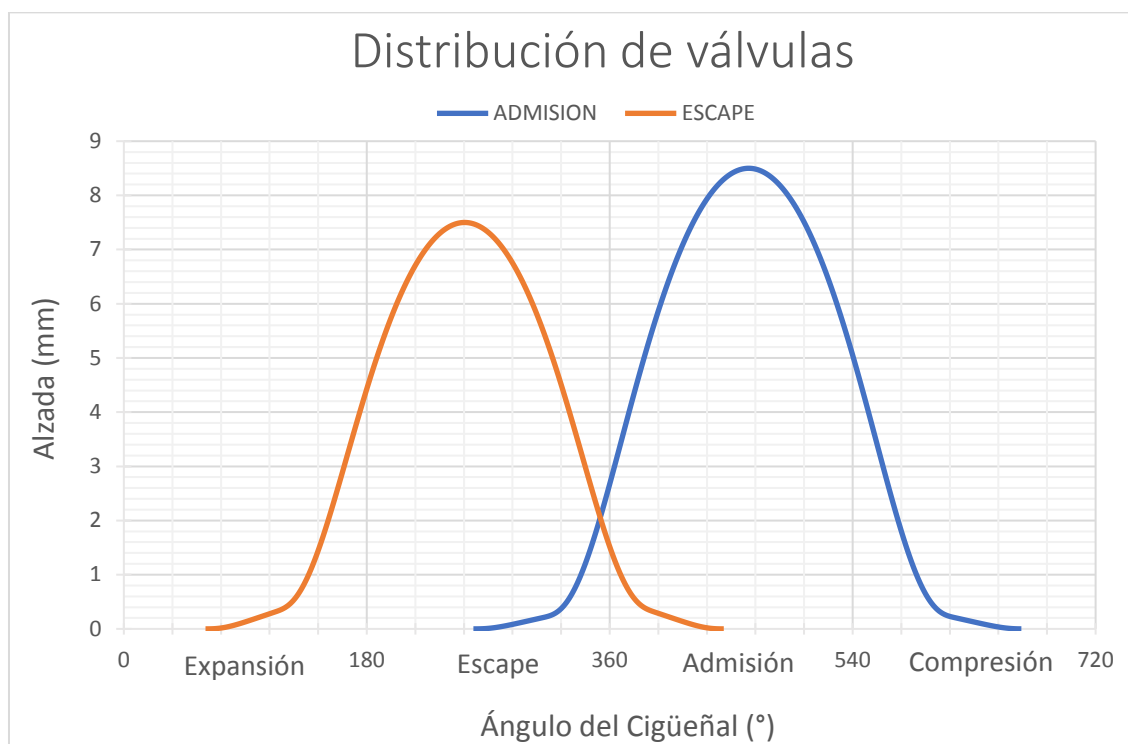


Figura 26: Diagrama de distribución del motor para simulación.

Seguidamente, en la opción “*Edit Flow Coefficient Profile*” se introducen el perfil del coeficiente de descarga de ambas válvulas y se finalizaría así la definición de las válvulas.

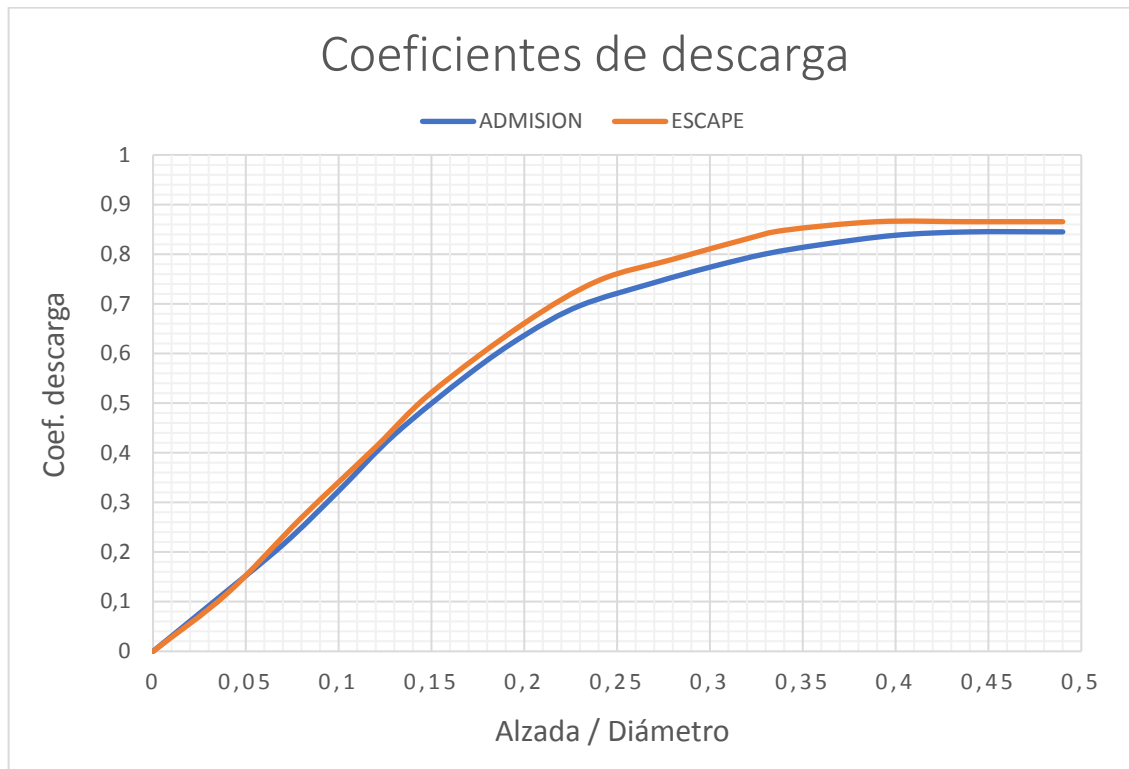


Figura 27: Coeficientes de descarga de las válvulas de admisión y escape.

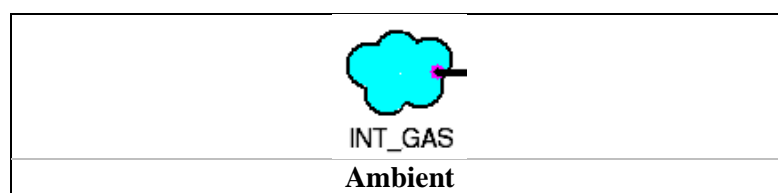
6.7.4. Arquitectura y esquema de funcionamiento del motor.

Una vez definidos los parámetros básicos de la simulación, se representa la arquitectura del MCIA utilizando los elementos de flujo que contiene Ricardo WAVE. Para este primer caso monocilíndrico, utilizaremos un cilindro con sus respectivos puertos de admisión y escape, los tubos de admisión y escape, los cambios de sección que sean necesarios y dos atmósferas donde coger/expulsar aire, una de admisión y otra de escape.

Los elementos de flujo o bloques de construcción que se utilizarán para representar el modelo monocilíndrico son los siguientes:

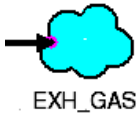
Atmósferas de admisión y escape.

Se seleccionan dos atmósferas diferentes para representar las condiciones de la atmósfera de la que se extrae el aire de admisión (*INT_GAS*) y las condiciones de la atmósfera a la que expulsamos los gases de escape (*EXH_GAS*). En el caso de un MCIA, la atmósfera de admisión y de escape es exactamente la misma (aire ambiente), por lo que compartirán los valores.



Diameter	AUTO	mm
Pressure	1	bar
Temperature	300	K
Discharge Coefficient	AUTO	
Additional Acoustic End Correction	0	mm
Solution Type	Floating	
Initial Fluid Composition		
Fresh Air	1	

asd


 EXH_GAS		
Ambient		
Diameter	AUTO	mm
Pressure	1	bar
Temperature	300	K
Discharge Coefficient	AUTO	
Additional Acoustic End Correction	0	mm
Solution Type	Floating	
Initial Fluid Composition		
Fresh Air	1	

asd

Cilindro del motor.

Se coloca en el lienzo el cilindro con el que se realizará esta primera simulación y se ajustan sus características. Algunos de estos ajustes, como la cilindrada (calculada por el diámetro, la carrera y la relación de compresión), se actualizarán directamente en la ventana de ajuste del motor.

En primer lugar, se introducen los valores geométricos o de construcción, como diámetro, carrera o número de válvulas.

 ENGINE		
Cylinder		
Cylinder Number	1	
Number of Valves	4	
Geometry > Liner		
Bore	67	mm
Stroke	42.5	mm

Clearance Height	1.25	mm
Geometry > Head		
Surface Area Multiplier	1.024	
Geometry > Piston		
Surface Area Multiplier	1	
Connecting Rod Length	94.75	mm
Wrist Pin Offset	0	mm
Compression Ratio	12	

El valor que se introduce en “*Surface Area Multiplier*” para la geometría de la culata “*Geometry*” > “*Head*”, es un valor multiplicador del área del pistón para ajustarse al volumen de la cámara de combustión que se tiene como dato del motor.

Posteriormente, se introducen los datos de temperaturas iniciales en cada parte del cilindro (válvulas, camisa del cilindro, pistón y culata), que servirán para inicializar la simulación.

Initial Conditions		
Piston Top Temperature	525	K
Cylinder Liner Temperature	500	K
Cylinder Head Temperature	550	K
Intake Valve Temperature	400	K
Exhaust Valve Temperature	450	K

Tras definir las temperaturas de inicio, se define la posición y el orden de las válvulas del cilindro. Para las válvulas de admisión se selecciona la válvula n.2 y para las de escape el n.3. Además, hay que indicar el conducto de admisión o escape en el que se colocará dicha válvula.

Se crean dos conductos de admisión (IN1, IN2) y dos de escape (EX1, EX2), representando los conductos que conducen el flujo hacia o desde las válvulas, respectivamente. Una vez creados y nombrados, se relacionan los conductos y las válvulas en el apartado “Valves”:

Valves		
IN1	Intake	#1
IN2	Intake	#2
EX1	Exhaust	#3
EX2	Exhaust	#4

Por último, se aplican los sub-modelos de combustión y transferencia de calor que se han definido en el apartado “6.8.4 Ajuste del motor para la simulación.” y se define la composición inicial del aire de entrada.

Initial Fluid Composition		
Fresh Air	1	

Para finalizar la representación de la arquitectura de este motor monocilíndrico falta unir todos los elementos que ya hemos definido. Este paso es igual de importante que el del diseño de los componentes, ya que cambiar las características de un conducto (como longitud o diámetro) puede cambiar el rendimiento y el comportamiento del motor de una manera notable.

En el siguiente paso se van a definir los conductos de admisión y escape, los puertos de admisión y escape de la culata y los elementos de unión y separación de flujo (“Y-Junctions”) hacia las válvulas.

Añadimos al lienzo del programa los elementos de división y unión de flujo para los conductos de admisión (1to2_IN) y escape (2to1_EX), respectivamente. Se definen también el puerto de admisión (IN_PORT) y escape (EX_PORT) añadiendo dos elementos “Orifice”. De esta manera, se define el bloque del motor monocilíndrico.

Para terminar el diseño completo, se necesita definir el conducto de admisión y el sistema de escape, ambos unidos a las atmósferas que representan el aire de admisión y de escape. Por último, en el conducto de admisión se instalará el inyector de combustible. Una vez instalados todos los elementos, el lienzo del programa debe tener este aspecto:

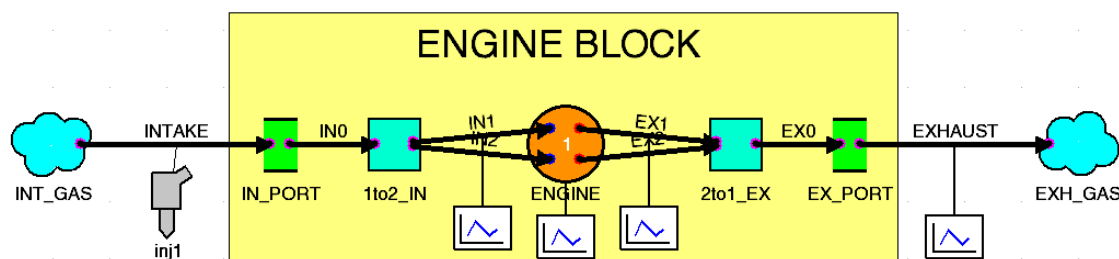


Figura 28: Esquema constructivo del motor monocilíndrico en Ricardo WAVE.

Sistema de admisión

En este caso, el sistema de admisión solo consta de un conducto y un inyector, pero será más complejo de definir cuando se haga el paso al motor de cuatro cilindros.

En la documentación técnica de Ricardo WAVE se recomienda, para el sistema de admisión, establecer los coeficientes de fricción y de transferencia de calor con los valores 0 y 1.5, respectivamente.

Se define la geometría, las condiciones iniciales y la capacidad térmica (material) del conducto de admisión:

INTAKE (Conducto Admisión)		
Duct Data > Dimensions		
Shape	Circular	
Left Diameter	60	mm
Right Diameter	35	mm
Discretization Length	20	mm
Overall Length	80	mm
Roughness Height	0.5	um

Bend Angle	0	deg
Duct Data > Coefficients > Multipliers		
Wall Friction	0	
Wall Heat Transfer	1.5	
Duct Data > Initial Conditions		
Pressure	1	bar
Temperature	300	K
Wall Temperature	310	K
Structure		
Wall Structure	Homogeneous	
Outer Wall Thickness	2	mm
Outer Wall Heat Capacity	4.03E+06	J/m^3/K
Conductivity	237	W/m/K
Initial Fluid Composition		
Fresh Air	1	

Las capacidades térmicas del conducto de admisión pertenecen al aluminio, según la documentación técnica de Ricardo WAVE. La rugosidad que se le ha asignado es la de un conducto pulido. Una vez insertados todos los datos, el conducto de admisión debe aparecer de la siguiente forma en la ventana de configuración del conducto.

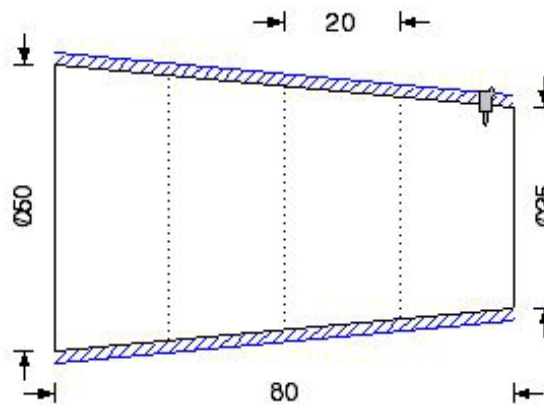



Figura 29: Conducto de admisión modelado en Ricardo WAVE

Después de haber definido el conducto de admisión, hay que implementar un inyector para que Ricardo WAVE haga la combustión. Se colocará a 5mm del final, una vez que el flujo esté completamente desarrollado en la entrada.

 inj_1		
Proportional Injector		
Operating Point	{fuel_air}	mm
Position	75	mm
Properties		
Mixture Temperature	310	

Nozzle Diameter	0.2	mm
Liquid Fraction Evaporated	0.3	
Spray Spread Angle	40	deg
Initial Fuel Injection Velocity	Carb	
Fluid Composition		
Fuel	1:RON_98	
Liquid Fuel	1	

Posteriormente, definimos el conducto de admisión en la culata y los conductos que van hacia las válvulas de admisión. Por último, una vez definida toda la red de conductos de admisión, se crea la “Y-Junction” que se encargará de separar el flujo procedente del puerto de admisión hacia los dos conductos de válvulas.

IN0 (Puerto Admisión)		
Duct Data > Dimensions		
Shape	Circular	
Left Diameter	35	mm
Right Diameter	35	mm
Discretization Length	15	mm
Overall Length	35	mm
Roughness Height	20	um
Bend Angle	0	deg
Duct Data > Coefficients > Multipliers		
Wall Friction	0	
Wall Heat Transfer	1.5	
Duct Data > Initial Conditions		
Pressure	1	bar
Temperature	300	K
Wall Temperature	310	K
Structure		
Wall Structure	Homogeneous	
Outer Wall Thickness	7	mm
Outer Wall Heat Capacity	2.43E+06	J/m^3/K
Conductivity	237	W/m/K
Initial Fluid Composition		
Fresh Air	1	

IN1 = IN2		
Duct Data > Dimensions		
Shape	Circular	
Left Diameter	26.5	mm
Right Diameter	26.5	mm
Discretization Length	25	mm
Overall Length	50	mm
Roughness Height	20	um

Bend Angle	0	deg
Duct Data > Coefficients > Multipliers		
Wall Friction	0	
Wall Heat Transfer	1.5	
Duct Data > Initial Conditions		
Pressure	1	bar
Temperature	300	K
Wall Temperature	310	K
Structure		
Wall Structure	Homogeneous	
Outer Wall Thickness	7	mm
Outer Wall Heat Capacity	2.43E+06	J/m^3/K
Conductivity	237	W/m/K
Initial Fluid Composition		
Fresh Air	1	

Definidos ya los conductos, se crea el elemento divisor del flujo de aire de admisión, que tiene como origen el conducto de admisión principal “IN0” y como destino los dos conductos de válvulas “IN1” e “IN2”. Estas “juntas” de flujo, por defecto, son esféricas y se ajustan siempre al diámetro del tubo más grande. Por ejemplo, en la “Y-Junction” de admisión, el diámetro será igual a 35mm, que es el diámetro que tiene el conducto entrante desde el puerto de admisión. La “Y-Junction” se configura de la siguiente forma:

1to2_IN		
Complex "Y-Junction"		
Diameter	35	mm
Volume	AUTO CALC.	mm^3
Wall Friction Multiplier	0	
Heat Transfer Multiplier	1.5	
Heat Transfer/Skin Friction Area	AUTO CALC.	mm^2
Initial Pressure	1	bar
Initial Fluid Temperature	300	K
Wall Temperature	310	K

Una vez introducidos los valores del diámetro de la “junta”, las condiciones iniciales del fluido y los multiplicadores de fricción y transferencia de calor, pasamos a editar los tubos o conexiones que entran y salen de la “Y-Junction”. Los valores de volumen y área son calculados automáticamente por Ricardo WAVE ya que, por defecto, toma la “Y-Junction” como una esfera (en verde en la figura...)

En la opción “Edit Openings” se editan los parámetros para colocar las conexiones entrantes y salientes, además del volumen donde se efectuará la mezcla o separación del flujo.

Aunque en la realidad los conductos de válvulas salgan del puerto de escape con un cierto ángulo, al modelar los conductos en la “Y-Junction” no se debe tener en cuenta, según la documentación técnica de Ricardo WAVE.

La causa principal que el manual del software establece es porque pueden duplicarse las pérdidas de carga por ese efecto. Por tanto, los conductos de válvulas se deben modelar de manera coaxial, solapándose uno con otro para que el flujo sufra la menor desviación posible. Los valores para modelar la “Y-Junction” son los siguientes:

Duct	X	Y	Z	Diam.	Disch. Coef	DELX (mm)	DIAB (mm)
IN0	180	90	90	AUTO	AUTO	35	35
IN1	0	90	90	AUTO	AUTO	35	26.5
IN2	0	90	90	AUTO	AUTO	35	26.5

Lo que las variables DELX y DIAB indican es la longitud y el diámetro de mezcla, respectivamente. Al ser una “junta” esférica, la longitud de mezcla (o separación, en este caso) de los tres conectores siempre será igual al diámetro de la “Y-Junction”. En el caso del diámetro de mezcla, para cada conector estableceremos el diámetro que tenga cada tubo.

Sistema de escape

De la misma manera que se ha definido el sistema completo de admisión, se procede a definir el sistema de escape. Este se compondrá de: dos conductos de válvulas que desembocan en el puerto de escape, la “Y-Junction” que unirá ese flujo y el tubo de escape final.

La temperatura en las condiciones iniciales será la mayor diferencia respecto a todo el sistema de admisión. En los demás campos no habrá cambios significativos, sólo en geometría.

Se define en primer lugar el puerto de escape:

EX0		
Duct Data > Dimensions		
Shape	Circular	
Left Diameter	28	mm
Right Diameter	32	mm
Discretization Length	10	mm
Overall Length	20	mm
Roughness Height	20	um
Bend Angle	0	deg
Duct Data > Coefficients		
Wall Friction	0	
Wall Heat Transfer	1.5	
Duct Data > Initial Conditions		
Pressure	1.05	bar
Temperature	900	K
Wall Temperature	400	K
Structure		

Wall Structure	Homogeneous	
Outer Wall Thickness	7	mm
Outer Wall Heat Capacity	2.43E+06	J/m^3/K
Conductivity	237	W/m/K
Initial Fluid Composition		
Fresh Air	1	

Se prosigue definiendo los conductos de las válvulas de escape:

EX1 = EX2		
Duct		
Duct Data > Dimensions		
Shape	Circular	
Left Diameter	23	mm
Right Diameter	23	mm
Discretization Length	10	mm
Overall Length	27	mm
Roughness Height	20	um
Bend Angle	0	deg
Duct Data > Coefficients		
Wall Friction	0	
Wall Heat Transfer	1.5	
Duct Data > Initial Conditions		
Pressure	1.05	bar
Temperature	900	K
Wall Temperature	400	K
Structure		
Wall Structure	Homogeneous	
Outer Wall Thickness	7	mm
Outer Wall Heat Capacity	2.43E+06	J/m^3/K
Conductivity	237	W/m/K
Initial Fluid Composition		
Fresh Air	1	

Posteriormente, se define la “Y-Junction” del puerto de escape. El procedimiento es el mismo que en la del puerto de admisión, solo que ahora el diámetro de mezcla es más pequeño y las temperaturas más altas.

2to1_EX		
Complex "Y-Junction"		
Diameter	28	mm
Volume	AUTO CALC.	mm^3
Wall Friction Multiplier	0	
Heat Transfer Multiplier	1.5	

Heat Transfer/Skin Friction Area	AUTO CALC.	mm ²
Initial Pressure	1.05	bar
Initial Fluid Temperature	900	K
Wall Temperature	400	K

En la opción “Edit Openings” se vuelve a editar el volumen de mezcla y la colocación de las conexiones entrantes y salientes a la “Y-Junction”.

En esta ocasión, la colocación es a la inversa. Es decir, los conductos de válvulas de escape se unen en el puerto de escape con un ligero ángulo, pero que a la hora de modelar no se tiene en cuenta.

Duct	X	Y	Z	Diam.	Disch. Coef	DELX (mm)	DIAB (mm)
EX1	180	90	90	AUTO	AUTO	28	23
EX2	180	90	90	AUTO	AUTO	28	23
EX0	0	90	90	AUTO	AUTO	28	28

Finalmente, para terminar el sistema de escape y, por ende, toda la arquitectura del motor, se modela el conducto final de escape. Por simplicidad, se hará un tubo de escape del mismo diámetro que el puerto de escape y de una longitud arbitraria, por ejemplo 600mm.

En esta simulación de prueba, sólo queremos consultar cómo se comporta el motor: qué temperaturas máximas se alcanzan (vital para tener un valor aproximado de la velocidad del sonido) en el cilindro y a lo largo del conducto de escape, la evolución de la velocidad y la presión a lo largo del conducto de escape y el efecto de las ondas de presión en este.

EXHAUST		
Duct		
Duct Data > Dimensions		
Shape	Circular	
Left Diameter	32	mm
Right Diameter	32	mm
Discretization Length	100	mm
Overall Length	600	mm
Roughness Height	10	um
Bend Angle	0	deg
Duct Data > Coefficients		
Wall Friction	0	
Wall Heat Transfer	1.5	
Duct Data > Initial Conditions		
Pressure	1.05	bar
Temperature	900	K
Wall Temperature	750	K
Structure		
Wall Structure	Homogeneous	

Outer Wall Thickness	1.5	mm
Outer Wall Heat Capacity	4.03E+06	J/m^3/K
Conductivity	14	W/m/K
Initial Fluid Composition		
Fresh Air	1	

Completado este último paso, el motor ya está listo para ser simulado en Ricardo WAVE. En la opción “*Run Input Check*”, se realiza una comprobación previa para cerciorarse de que todos los valores son correctos y que, en principio, se debería finalizar la simulación sin ningún fallo. Si no existe ningún fallo, se inicia la simulación del motor pulsando “*Run Direct*”. Las gráficas y resultados se analizarán en el siguiente apartado, junto con el cálculo y dimensionamiento del sistema de escape.

No se debe olvidar que, aunque esta simulación ha servido para ajustar todos los parámetros del programa, las gráficas y resultados que se han obtenido sirven como datos “reales” y serán de gran ayuda para el cálculo y el diseño del sistema de escape.

7. Cálculo del sistema de escape.

En este apartado se detallará el procedimiento a seguir desde cero para calcular y dimensionar un sistema de escape para un MCIA de cuatro tiempos.

Como ya se explicó en apartados anteriores, el objetivo principal para optimizar un sistema de escape es conseguir aprovechar al máximo posible los efectos de las ondas de presión generadas por la apertura de las válvulas de escape.

Conocer con exactitud la velocidad con la que se propaga la onda es esencial si se quiere ajustar con precisión el desfase con el que la onda llega a la válvula de escape. La velocidad de propagación es dependiente de la presión y de la densidad del fluido, variables a lo largo de un conducto de escape, por lo que la velocidad de propagación de la onda será también variable a lo largo del tubo.

En este caso, se trabajará con una velocidad de propagación media, para aproximar en la medida de lo posible el desfase que se quiere conseguir y, por ende, la longitud de los colectores del sistema de escape.

7.1. Correlaciones empíricas para cálculos de escape.

Las correlaciones empíricas que A. Graham Bell y Stefano Gillieri publicaron en sus obras sirven de guía para aproximar las dimensiones del sistema de escape. En lo que al concierne al desarrollo del proyecto, ayudarán a establecer unos valores útiles y comparar así la correspondencia con los valores obtenidos en el cálculo propio. Además, en caso de ausencia de datos en el cálculo propio, se podrán utilizar los valores calculados en este apartado para realizar la simulación en Ricardo WAVE.

7.1.1. Correlaciones de A. Graham Bell

Según Bell, para un colector 4 a 1, la longitud del colector primario (en pulgadas) se puede calcular con la siguiente expresión:

$$P'' = \frac{850 \cdot ED}{n} - 3$$

donde:

- ED = duración de la carrera de escape (en grados) más el adelanto de apertura de admisión respecto del PMI.
- n = régimen de giro [min^{-1}]

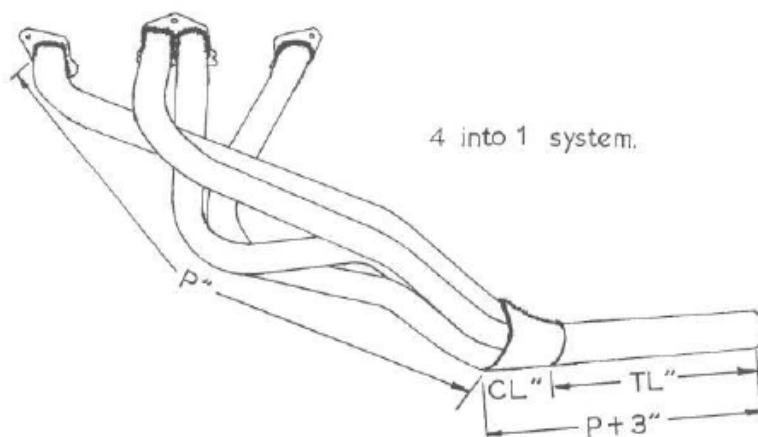


Figura 30: Sistema de escape con colectores 4-1.

Una vez se determina la longitud, se calcula el diámetro interno como:

$$ID = \sqrt{\frac{cc}{(P'' + 3) \cdot 25}} \cdot 2.1$$

donde:

- cc = cilindrada unitaria en cm^3

Para el tramo final, Bell define que la longitud que este tendrá será la misma que los tubos del colector primario más 3 pulgadas. En caso del diámetro, se utiliza la siguiente expresión:

$$ID3 = \sqrt{\frac{cc \cdot 2}{(P'' + 3) \cdot 25}} \cdot 2$$

Resolviendo las expresiones anteriores con los datos del motor del monoplaza, el dimensionamiento del sistema de escape en función del régimen de giro sería el siguiente:

Dimensiones para optimización a 8500 rpm	
Longitud del colector primario	530 mm
Diámetro del colector primario	26.5 mm
Longitud del tramo final	610 mm
Diámetro del tramo final	36 mm

En el caso de diseñar un sistema 4-2-1, se añaden dos variables más, que son la longitud y el diámetro del colector secundario. La longitud del colector primario en este caso, según Bell, debería ser siempre 15 in ó 381 mm. Por tanto, la longitud de los tubos del colector secundario se calcula con una simple resta: $530 - 381 = 149mm$

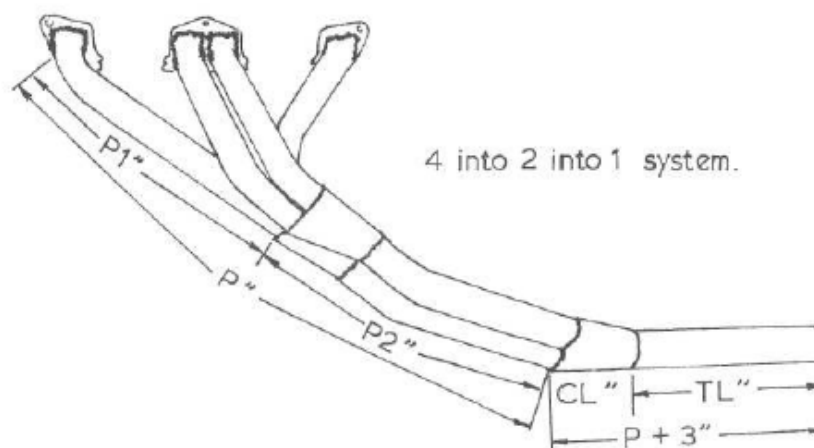


Figura 31: Sistema de escape con colectores 4-2-1.

El cálculo del diámetro de los tubos del colector secundario se realiza según la siguiente expresión:

$$IDS = \sqrt{ID^2 \cdot 2} \cdot 0.93$$

Por tanto, para un sistema de escape 4-2-1, las dimensiones de colectores primarios, secundarios y el tramo final, para el mismo régimen de giro óptimo, serían las siguientes:

Dimensiones para optimización a 8500 rpm	
Longitud del colector primario	381 mm
Diámetro del colector primario	25.8 mm
Longitud del colector secundario	149 mm
Diámetro del colector secundario	34 mm
Longitud del tramo final	610 mm
Diámetro del tramo final	36 mm

Para realizar la unión de tubos en ambos colectores, se recomienda una contracción angular máxima de entre 7-8°.

7.1.2. Correlaciones de Stefano Gillieri

Según Gillieri, la longitud "Lc" que el colector de escape debe tener se define en la siguiente expresión como:

$$Lc = \frac{13000 \cdot Ge}{n \cdot 6}$$

donde:

- Ge = grados de apertura de la válvula de escape.
- n = régimen de giro.

El valor de longitud anterior se refiere a la distancia desde la misma válvula, por lo que habrá que restar la longitud de los conductos y el puerto de escape para obtener la longitud que debería tener el sistema de escape hasta el tramo final, ya sea un sistema 4-1 o un sistema 4-2-1. En este último caso, al igual que en las correlaciones de Bell, se elegiría un mínimo para el

colector primario y se le restaría ese valor a la longitud L_c para obtener el valor de longitud del colector secundario.

En cuanto al diámetro, queda definido con la siguiente expresión:

$$\phi = 2 \cdot \sqrt{\frac{V_D \cdot 2}{L_c \cdot \pi}}$$

Gillieri destaca que el valor del diámetro obtenido hace referencia a tubos rectos. En el caso de un sistema de escape, la mayoría de los tubos van curvados. En consecuencia, se añade un 10% más al valor obtenido.

Para el tramo final, Gillieri define el diámetro del tubo como:

$$\phi_f = 2 \cdot \sqrt{\frac{V_T}{L_c \cdot \pi}}$$

En conclusión, aplicando las correlaciones de Gillieri al motor del monoplaza, el dimensionamiento del sistema de escape quedaría de la siguiente manera:

Dimensiones para optimización a 8500 rpm (sist. 4-1)	
Longitud del colector primario	610 mm
Diámetro del colector primario	25 mm
Diámetro del tramo final	35.5 mm

7.2. Longitud de escape. Efecto de las ondas de presión.

En este apartado se desarrollarán los cálculos de manera teórica, habiendo analizado previamente el comportamiento de los gases de escape en un motor de combustión interna alternativo de cuatro tiempos.

Según el libro UPV, describe que la velocidad del sonido para un gas ideal viene dada por la expresión:

$$a = \sqrt{\gamma \cdot p / \rho}$$

Donde:

- p = Presión [Pa]
- ρ = Densidad [kg/m^3]
- γ = Coef. Dilatación Adiabática = 1.4

Este último término, para el aire seco, varía levemente al aumentar la temperatura, pero sigue tomando un valor bastante cercano a 1.4 incluso a 1000°C. Por tanto, no supondrá una gran variación en la velocidad de propagación.

Con esta expresión se obtiene la velocidad de propagación de la onda. El dato de presión y densidad se consultará en Ricardo WAVE en la simulación del caso monocilíndrico. De esta

manera se tendrá un valor más próximo a la realidad de dichas variables. El punto de evaluación será el de la mitad final del tubo de escape, donde el perfil de presiones y la densidad serán más estables. La evolución de la presión y la densidad con respecto al régimen de giro del motor es la siguiente:

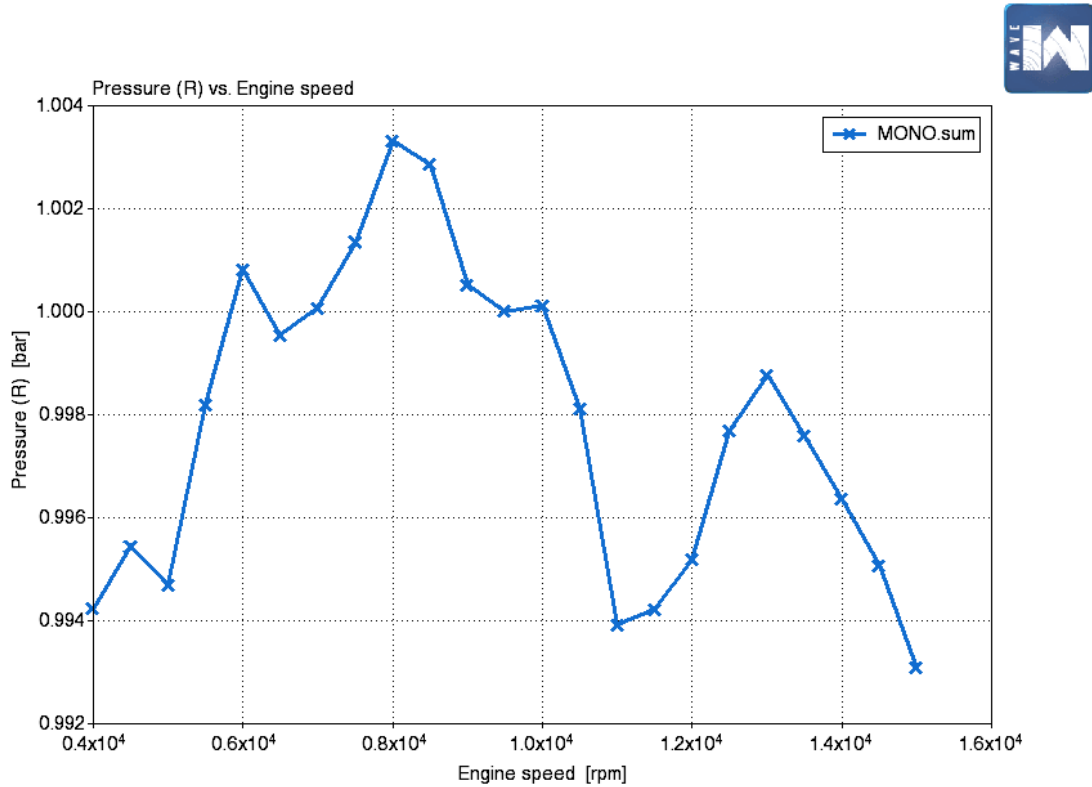


Figura 32: Evolución de la presión de los gases de escape según el régimen de giro.

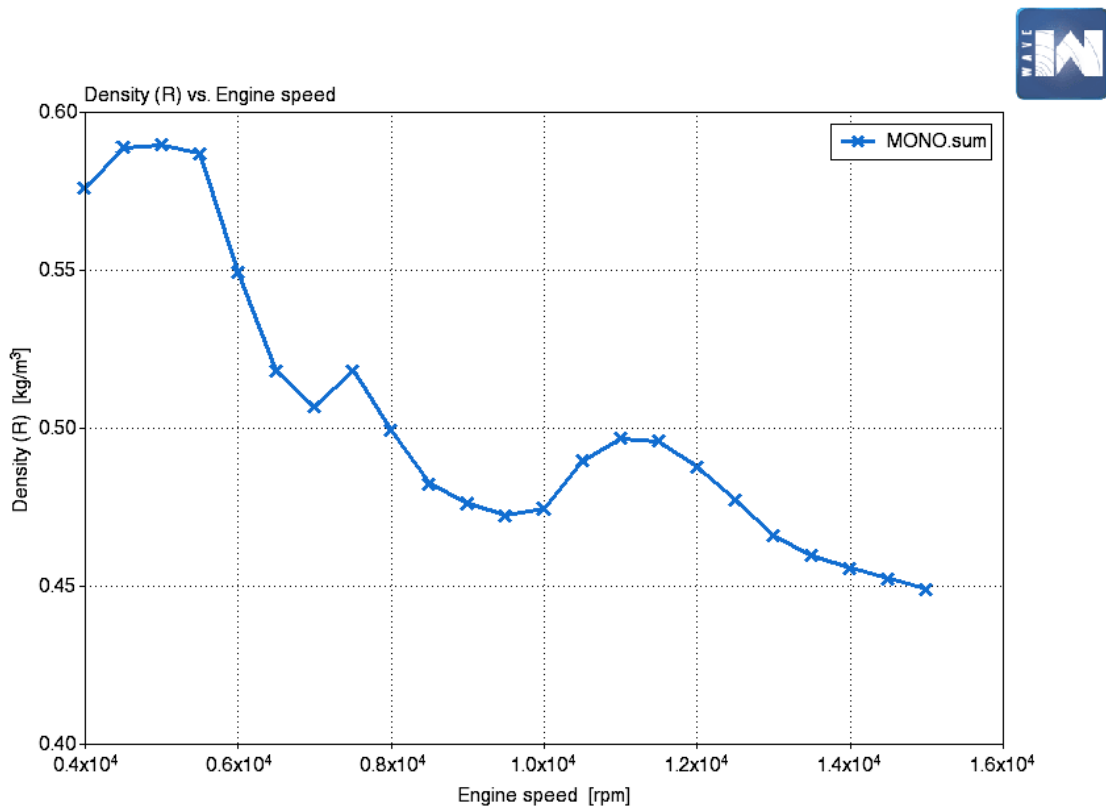


Figura 33: Evolución de la densidad de los gases de escape según el régimen de giro.

Extrayendo los valores de dichas gráficas e insertando la ecuación en una hoja de cálculo, la velocidad de propagación de onda respecto del régimen de giro es la siguiente:

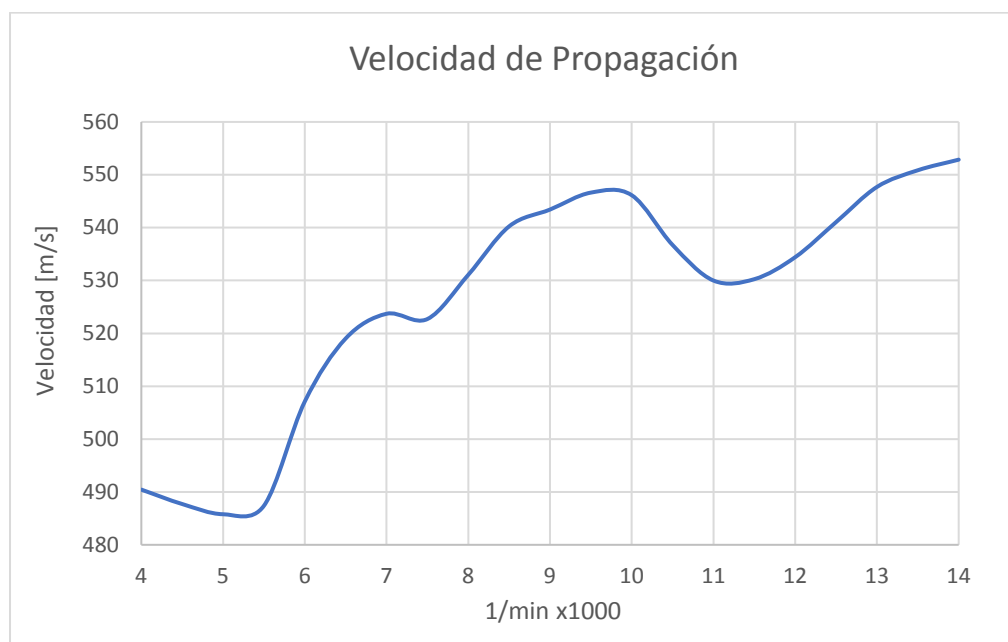


Figura 34: Velocidad de propagación de onda según el régimen de giro.

La velocidad de propagación no evoluciona linealmente con el régimen de giro. Por tanto se usará, para cada régimen de giro, el valor de velocidad de propagación que le corresponda.

Según el libro UPV, el desfase temporal Δt que tendría la onda desde que sale de la válvula de escape hasta que vuelve, recorriendo todo el tubo de escape, sería:

$$\Delta t = \frac{2L}{a}$$

De la misma manera, se puede relacionar el desfase temporal Δt con el desfase angular θ que tendría la onda desde que se genera hasta que vuelve y con el régimen de giro del motor:

$$\Delta t = \frac{1}{n} \cdot \frac{\theta}{360}$$

Donde:

- L = Longitud del colector [m]
- a = Velocidad de propagación [m/s]
- n = Régimen de giro [s^{-1}]

Relacionando las dos expresiones anteriores se tiene una ecuación para calcular la longitud del colector primario, en función de la velocidad de propagación de la onda y el desfase de esta.

$$L = \frac{a\theta}{720n}$$

Teniendo el valor de la velocidad de propagación y la expresión anterior, sólo queda definir el desfase de la onda que llega de vuelta al motor para calcular la longitud del tubo de

escape. Este primer cálculo se hará sobre el modelo monocilíndrico porque es más sencillo ver cómo viajan las ondas de presión/succión en un solo tubo, sin verse afectadas por la interferencia de otros cilindros.

Si el motor tiene un amplio margen de régimen de giro, es posible aprovechar los dos efectos beneficiosos que se mencionan en la pág. 55. El rango de utilización del motor del monoplaza está definido, en principio, desde 4000 rpm hasta 14000 rpm. El objetivo primordial de este primer cálculo es aprovechar el primer efecto a bajo-medio régimen de giro y aprovechar el segundo a alto régimen de giro.

La apertura de la válvula de escape se efectúa, según los datos introducidos en Ricardo WAVE, a unos 112° , en la carrera de expansión. Para poder reducir el trabajo de bombeo del pistón, la onda de succión debe llegar al motor en la carrera de escape, es decir, pasados los 180° del ciclo del motor. Por tanto, para aprovechar ese efecto de las ondas de presión, la onda de succión debe tener un desfase siempre mayor de 68° .

Es posible que si la onda de succión llega demasiado pronto (hablando siempre a partir de 68°), no se obtenga el beneficio esperado. Como se ha mencionado antes, el primer pico del pulso de escape es debido a la descarga espontánea del cilindro por la alta presión que se genera en la combustión. Si la onda de succión llegara mientras se produce dicha descarga, el efecto de absorción de gases por parte del escape sería casi nulo. En ese caso, conviene desfazar aún más el efecto de succión (hasta 90°) para continuar expulsando gases del cilindro después de la descarga espontánea.

Para aprovechar el segundo efecto de las ondas de presión, la onda de succión debe llegar justo antes del inicio del cruce de válvulas. Ese punto está definido por la apertura de la válvula de admisión que, según Ricardo WAVE, se da a 308° en el ciclo. Por tanto, el desfase que la onda debe tener, como máximo, es de 196° . De igual manera, es necesario dejar un margen para que el flujo de gases de escape sea efectivo antes de que la válvula de escape cierre por completo. En ese caso, se adelantará el desfase objetivo a 180° (292° en el ciclo).

Con estos límites de desfase establecidos (90° y 180°) falta decidir a qué régimen optimizar el sistema de escape. Un monoplaza de Formula Student no rueda a altas velocidades, quizá 140 Km/h en momentos puntuales. En las pruebas que se realizan se prima la aceleración y la buena respuesta del motor al salir de curvas lentas y zonas reviradas. En consecuencia, se necesita optimizar la renovación de la carga del motor en la zona media de revoluciones, esto es, alrededor de las 8500 rpm. Por tanto, los regímenes de giro para aprovechar los beneficios de las ondas de presión deben estar abajo y arriba de 8500 rpm.

Para aprovechar el primer efecto (desfase de 90°) a bajas-medias revoluciones, establecemos el régimen de giro en 6000 rpm. En caso del segundo efecto, se establece el régimen de giro en 13000 rpm, casi al límite de giro. Transformando las unidades del régimen de giro a $[s^{-1}]$, las longitudes del colector L_1 y L_2 para aprovechar ambos efectos quedan de la siguiente manera:

$$L_1 = \frac{507 \cdot 90}{720 \cdot 100} = 0.633 \text{ m} ; L_2 = \frac{550 \cdot 180}{720 \cdot 225} = 0.611 \text{ m}$$

$$L_{med} = \frac{L_1 + L_2}{2} = 0.622 \text{ m} \cong 0.6 \text{ m}$$

Por tanto, según lo que se ha calculado, se puede aproximar la longitud de escape a 600mm. En la culata del motor se disponen de 50mm de longitud de escape, debido a los conductos de las válvulas y el puerto de escape. Por tanto, la longitud del tubo de escape se queda definida en 550mm. Se introducirá esta longitud de escape en Ricardo WAVE y se observará el efecto de las ondas en la renovación de la carga y en las prestaciones del motor. Con ayuda de una hoja de cálculo y con la expresión ... , obtenemos el desfase producido por la longitud del colector en todo el rango de revoluciones.

ESTUDIO CASO MONOCILINDRICO				
RPM [1/min]	a [m/s]	Long. [m]	Desfase [°]	Llegada Onda Succión [°]
4000	490.44	0.6	58.72	170.72
4500	487.72	0.6	66.43	178.43
5000	485.79	0.6	74.11	186.11
5500	487.39	0.6	81.25	193.25
6000	507.11	0.6	85.19	197.19
6500	519.03	0.6	90.17	202.17
7000	523.71	0.6	96.24	208.24
7500	522.72	0.6	103.31	215.31
8000	531.08	0.6	108.46	220.46
8500	540.25	0.6	113.28	225.28
9000	543.42	0.6	119.24	231.24
9500	546.63	0.6	125.13	237.13
10000	546.13	0.6	131.84	243.84
10500	536.71	0.6	140.86	252.86
11000	529.99	0.6	149.44	261.44
11500	530.25	0.6	156.15	268.15
12000	534.42	0.6	161.67	273.67
12500	541.05	0.6	166.34	278.34
13000	547.70	0.6	170.90	282.90
13500	550.86	0.6	176.45	288.45
14000	552.86	0.6	182.32	294.32

En rojo se destaca el rango de revoluciones que ha quedado fuera de la zona optimizada. En la zona que se queda por encima del rango óptimo, a partir de 13500 rpm, el motor sigue teniendo muy buena eficiencia volumétrica y, por ende, un gran llenado, gracias a que la distribución de las válvulas está diseñada para que el motor trabaje correctamente en altas revoluciones.

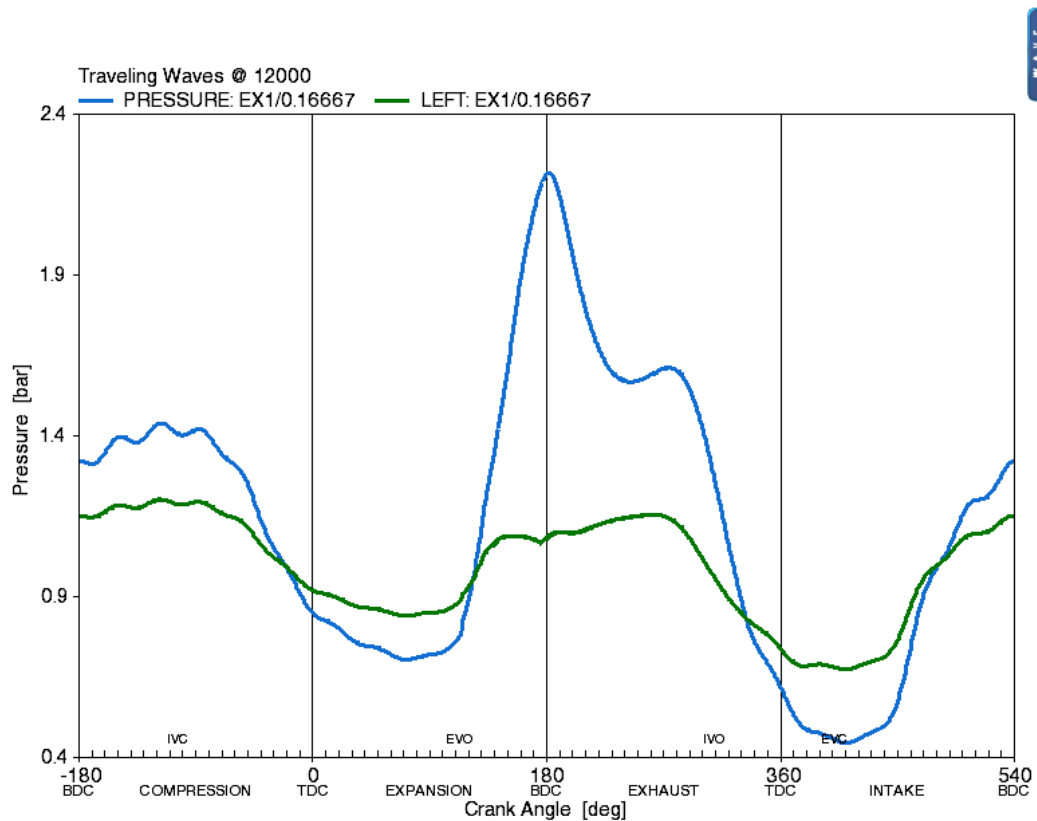


Figura 35: Presión (azul) y ondas de presión entrantes al motor (verde) a 12000 rpm.

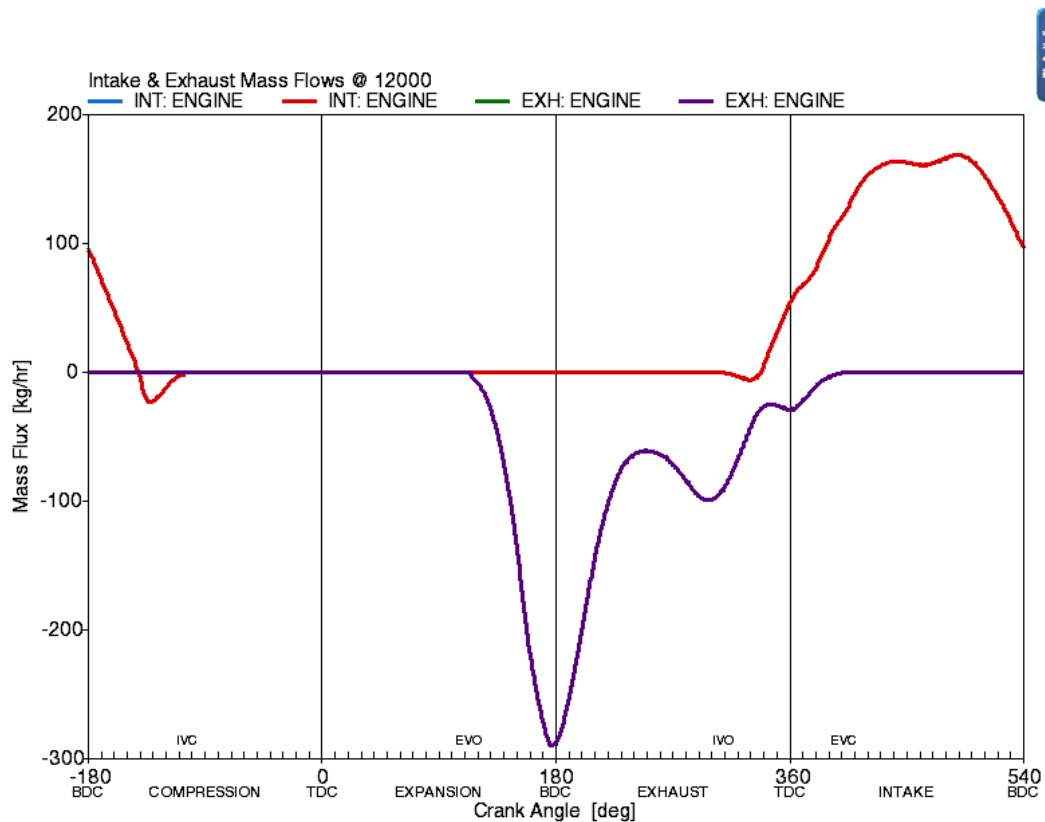


Figura 36: Flujo másico en las válvulas de admisión (rojo) y escape (violeta) a 12000 rpm

Todo lo contrario sucede en la zona que se queda por debajo de la zona óptima. El llenado del motor a ese régimen es muy pobre, produciéndose reflujos desde el escape hacia la admisión

durante el cruce de válvulas e incluso reflujos de gases desde el escape hacia el cilindro cuando sólo la válvula de escape está abierta.

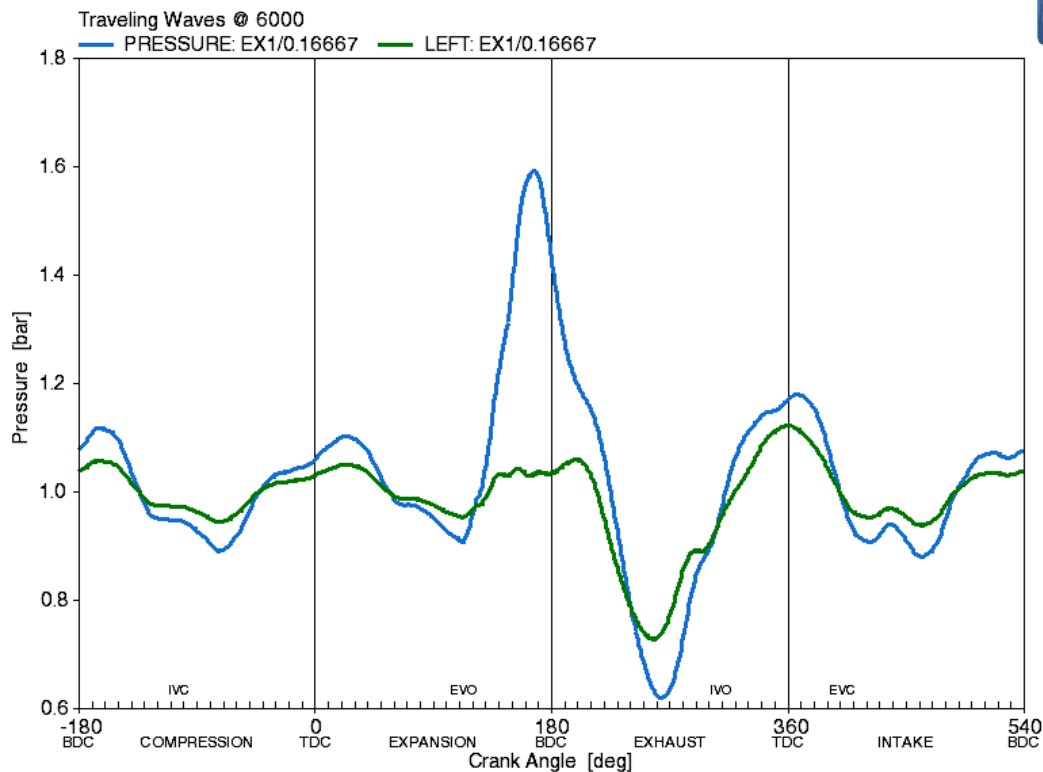


Figura 37: Presión (azul) y ondas de presión entrantes al motor (verde) a 6000 rpm.

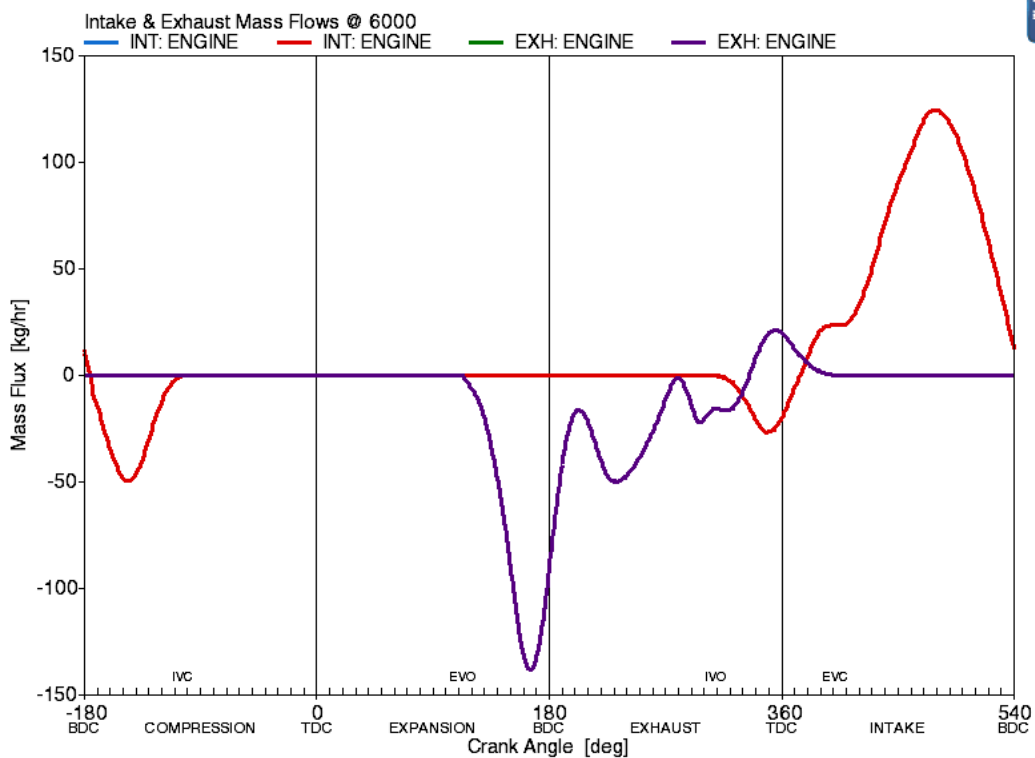


Figura 38: Flujo másico en las válvulas de admisión (rojo) y escape (violeta) a 6000 rpm

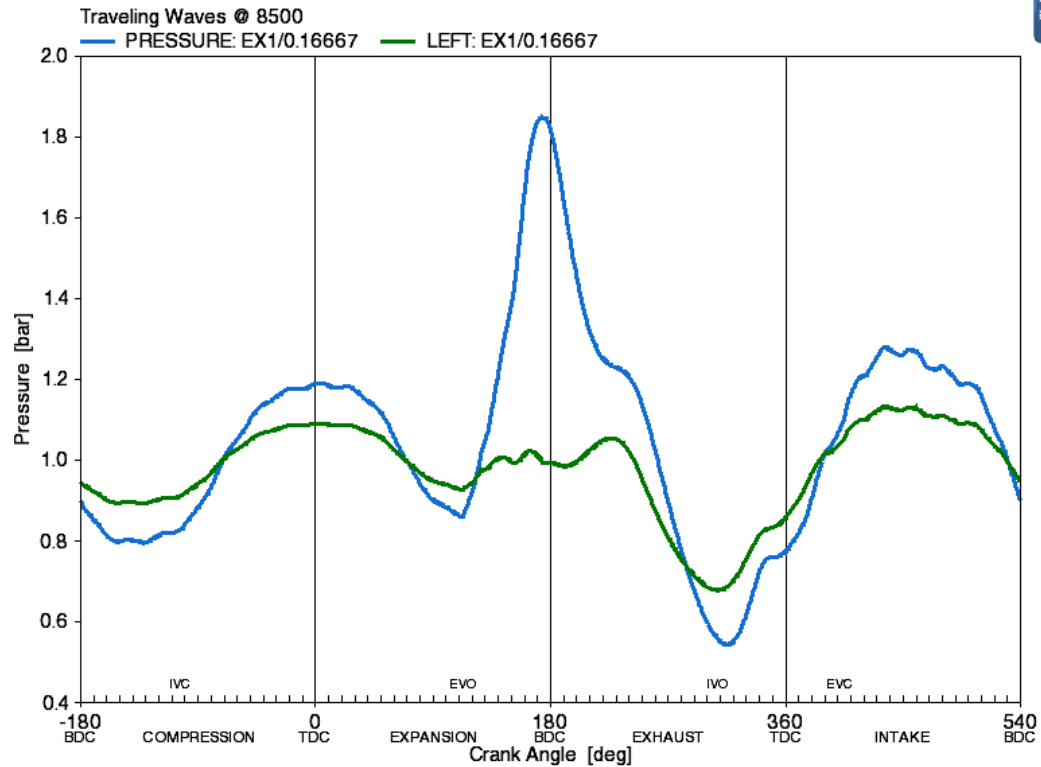


Figura 39: Presión (azul) y ondas de presión entrantes al motor (verde) a 8500 rpm

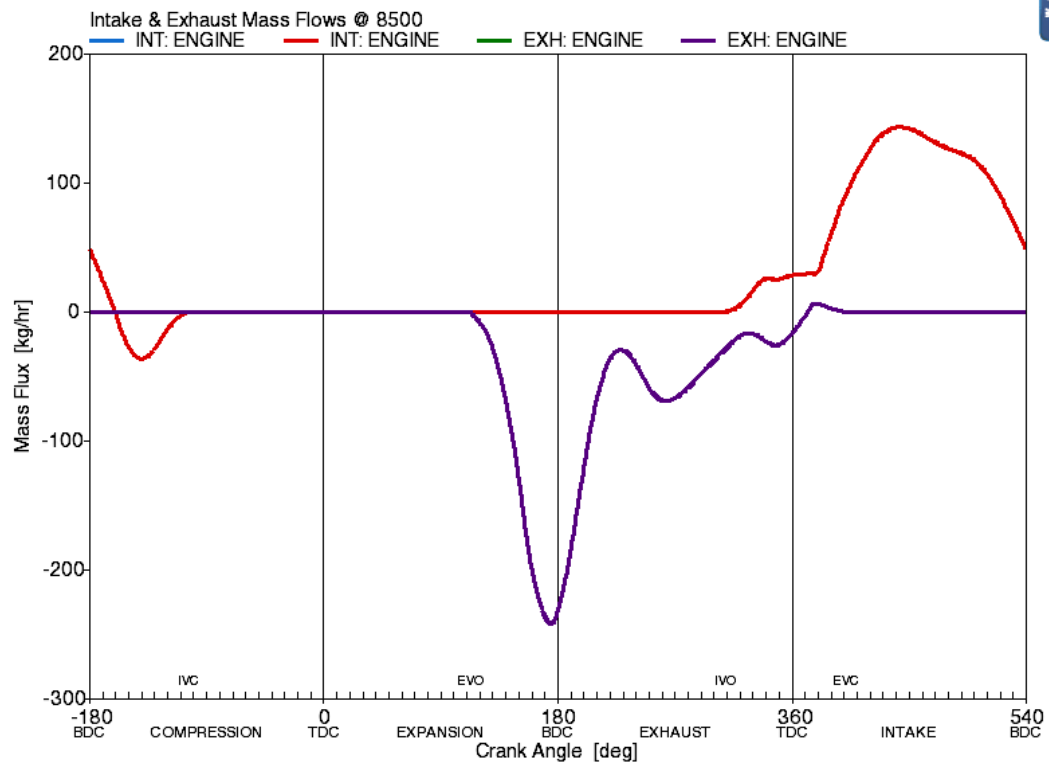


Figura 40: Flujo másico en las válvulas de admisión (rojo) y escape (violeta) a 8500 rpm

Como se observa en las gráficas y comparando con los valores de desfase que están marcados en la tabla, los cálculos realizados y las simulaciones en Ricardo WAVE tienen resultados similares respecto al desfase de la onda de succión. Tras observar que los cálculos previos se corresponden con los resultados obtenidos en la simulación, se realiza el paso al caso de cuatro cilindros en línea y se estudia cómo las interferencias entre cilindros afectan al llenado de cada uno. Se estudiarán dos propuestas de sistema de escape:

- Sistema de escape con colector 4-1
- Sistema de escape con colector 4-2-1

7.3. Sistema de escape con colector 4 a 1.

Un sistema de escape con colector 4-1 agrupa los gases de escape de cada cilindro en un tubo común final. Este tipo de colectores se equipan en vehículos preparados para competición. La principal razón es que este diseño de escape maximiza la potencia en la zona de altas revoluciones, sacrificando par motor y eficiencia de llenado en la zona de medias y bajas revoluciones.

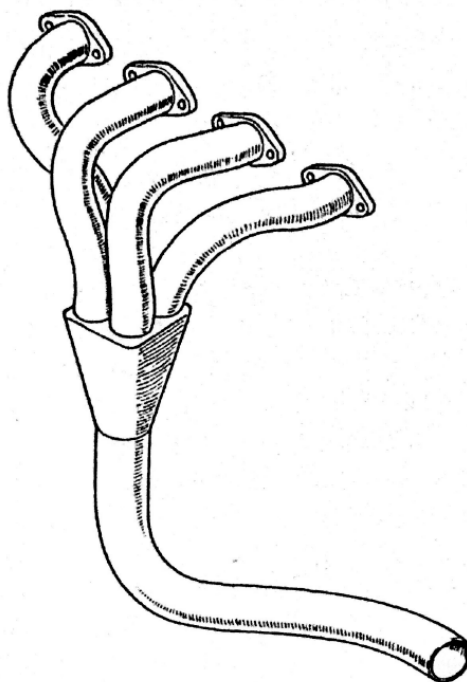


Figura 41: Colector 4-1.

Con la longitud de escape calculada anteriormente (600mm), se crea en Ricardo WAVE un sistema de escape 4 a 1. El diámetro del tubo seguirá siendo 32mm, siempre interno, porque en primer lugar hay que comprobar si la longitud elegida crea interferencias entre los cilindros en la zona media-alta, que es donde el motor va a trabajar la mayoría del tiempo.

Una vez resuelto el problema de las interferencias, si es que existe, se procederá al estudio de varios diámetros de tubo, observando cuál de ellos es el más adecuado para favorecer la salida de gases y no “taponar” al motor.

Para construir el caso del motor de cuatro cilindros en Ricardo WAVE solo hay que copiar y pegar tres veces más el caso monocilíndrico y unir los 4 tubos de los colectores de escape y

admisión con una “Y-Junction”. En el caso del escape, la unión de los tubos debe tener la apariencia de la Figura 43. Tras insertar el modelo de admisión construido en la presente temporada, el modelo de cuatro cilindros debe tener la siguiente apariencia en Ricardo WAVE:

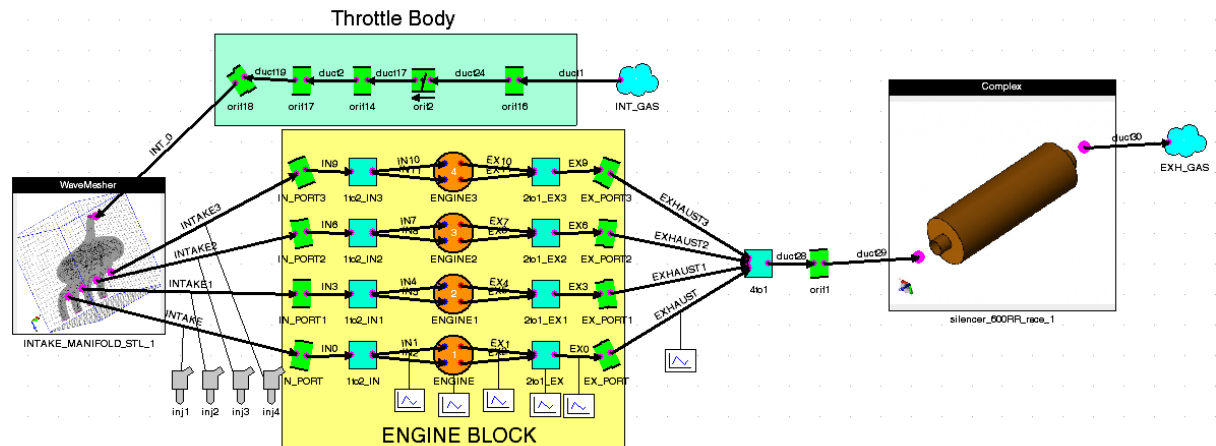


Figura 42: Estructura constructiva del modelo Honda CBR600F4i en Ricardo WAVE.

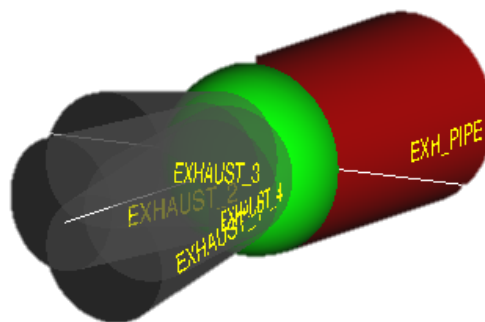


Figura 43: Unión de tubos en colector 4 a 1

	X	Y	Z	Diameter	Disch. Coef	DELX	DIAB
	deg	deg	deg	mm		mm	mm
EXH_PIPE	0	90	90	AUTO	AUTO	46	46
EXHAUST_4	170	90	80	AUTO	AUTO	46	32
EXHAUST_2	170	90	100	AUTO	AUTO	46	32
EXHAUST_3	170	80	90	AUTO	AUTO	46	32
EXHAUST_1	170	100	90	AUTO	AUTO	46	32

7.3.1. Colector primario

Tras simular el caso de cuatro cilindros, se obtienen los siguientes resultados de par motor, potencia, eficiencia volumétrica y presión media efectiva:

*Las gráficas de presiones están evaluadas al inicio del conducto de escape, el punto más cercano posible al cilindro.

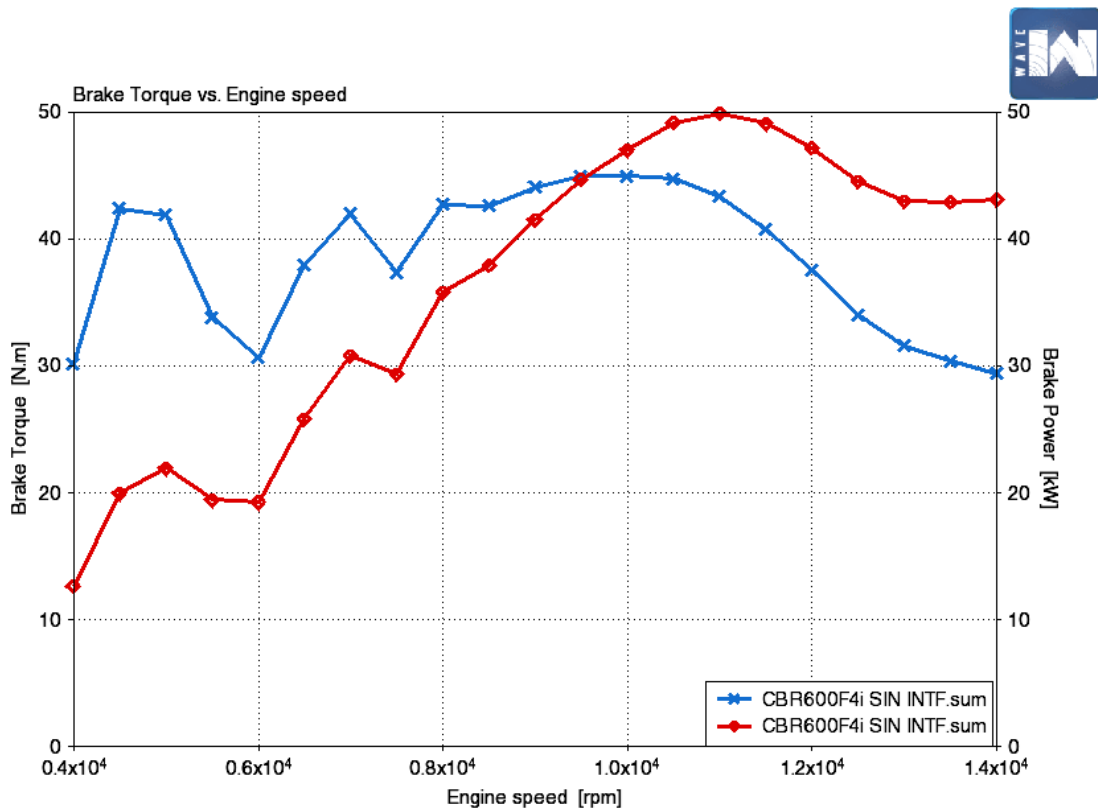


Figura 44: Curva de par motor (azul) y de potencia (rojo) con el colector 4-1.

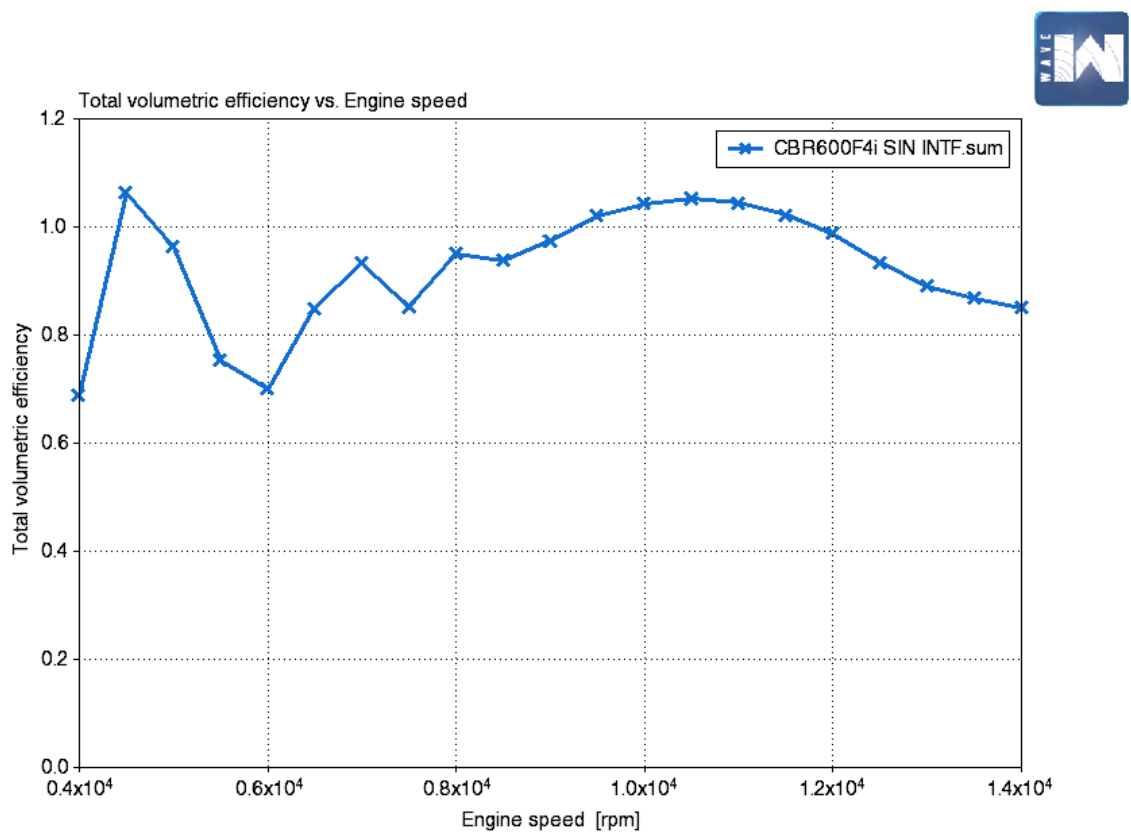


Figura 45: Curva de eficiencia volumétrica con el colector 4-1.

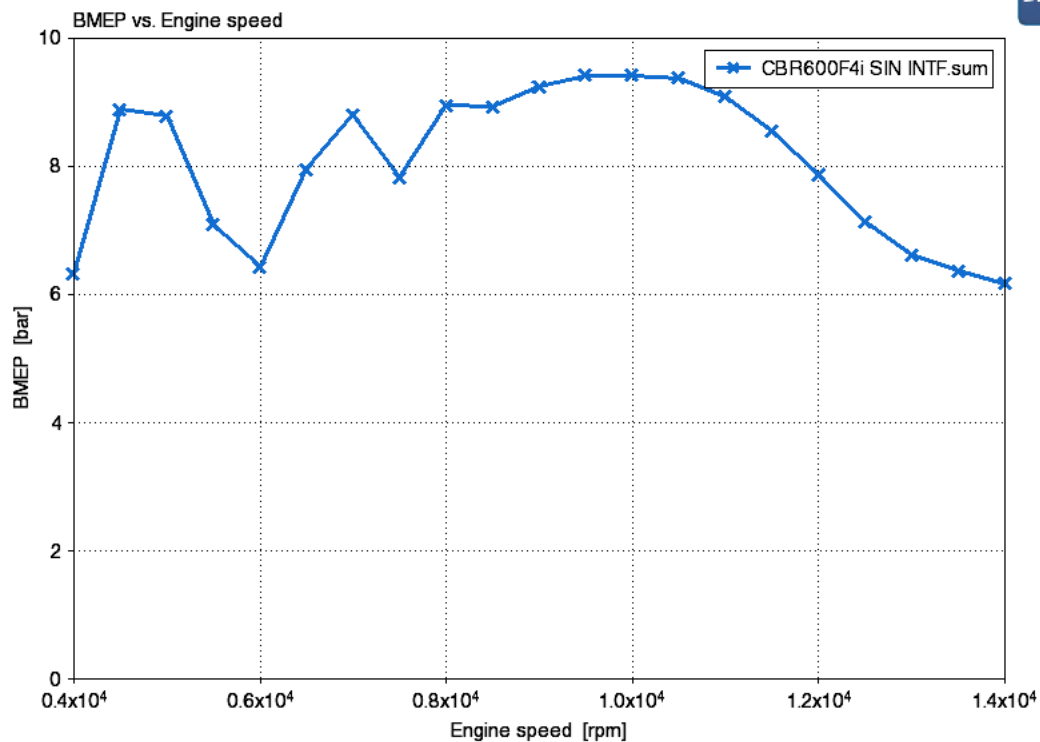


Figura 46: Curva de presión media efectiva (BMEP) con el colector 4-1.

Como se observa en las gráficas, los valores de eficiencia volumétrica, y presión media efectiva sobre 6000 rpm son muy pobres. Esa reducción drástica puede ser debido a múltiples factores como, por ejemplo, un perfil de alzada de válvula inadecuado o un pobre rendimiento del sistema de admisión y escape por resonancias.

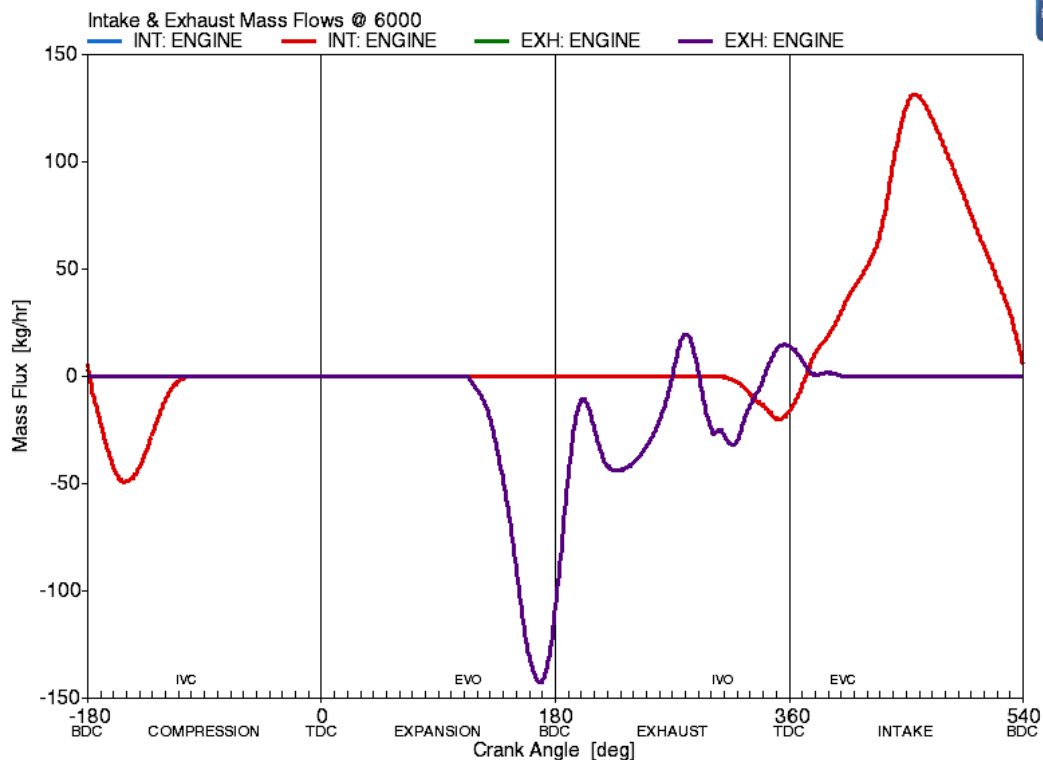


Figura 47: Flujo másico en las válvulas de admisión (rojo) y escape (violeta) a 6000 rpm (4-1).

Dichas resonancias o interferencias son las que causan que el motor tenga una mala renovación de gases en ciertos regímenes de giro. Analizando, por ejemplo, el llenado del motor a 6000rpm (punto de peor rendimiento), se puede observar un flujo de gases irregular a través de las válvulas, causado por bruscos cambios de presión (a destiempo) en el cilindro.

En la gráfica de flujo másico en las válvulas se observan reflujos de gases de escape hacia el motor, además de que, durante el cruce de válvulas, parte de los gases de escape entran a la admisión.

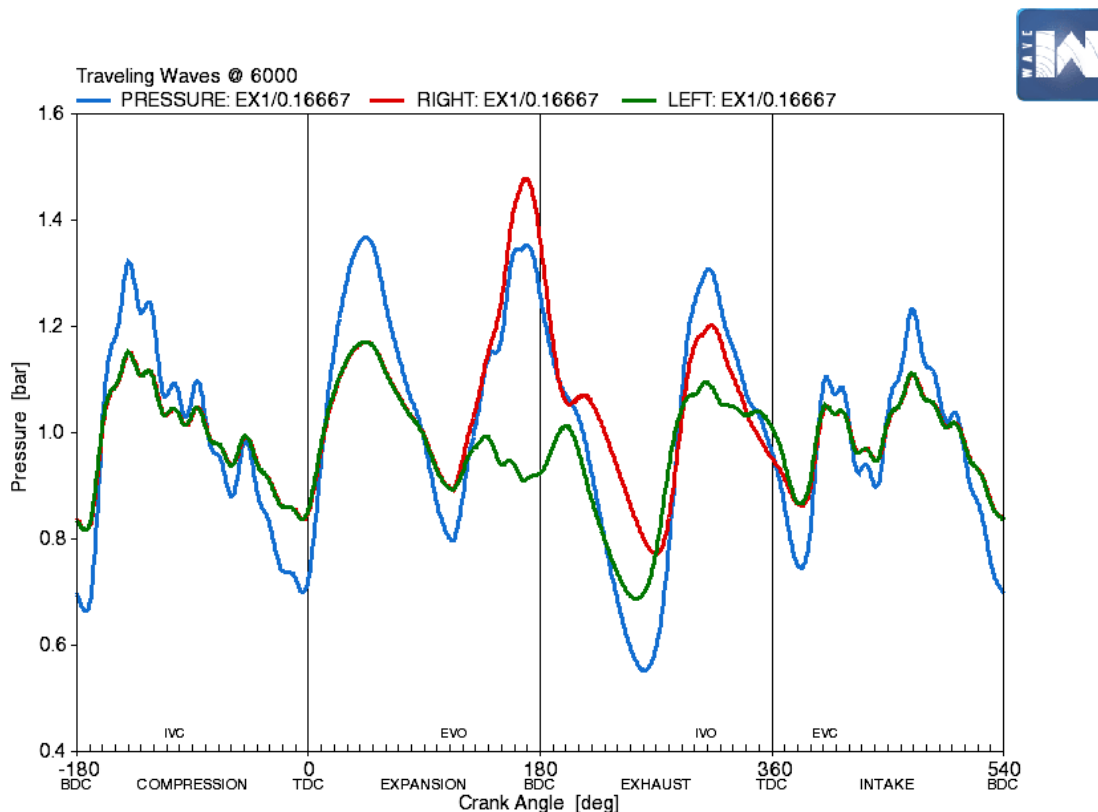


Figura 48: Presión y evolución de las ondas de presión a 6000 rpm (4-1).

Esto es consecuencia de una subida de presión indeseada en la carrera de escape, causada por ondas de compresión procedentes del siguiente cilindro según el orden de encendido. Estas son las interferencias entre cilindros a las que se hacía referencia en los apartados anteriores. En la gráfica siguiente, se observa la variación de presión en el conducto de las válvulas de escape, además de las ondas que viajan en sentido entrante y saliente del motor, siempre en el cilindro n.1. La curva verde representa la presión de las ondas que viajan hacia el motor, la curva roja la presión de las ondas salientes del motor y en azul la evolución de la presión en el conducto de la válvula.

Como se puede observar, alrededor de los 200 grados de giro del motor (ver tabla ondas), llega una onda de succión que hace descender la presión en el conducto, y a su vez en el cilindro. Esto ayuda a extraer gases del motor, según la curva roja de la gráfica del flujo másico. Poco después, sobre los 260 grados del ciclo, la curva verde representa una brusca subida de presión, proporcionada por la transmisión de una onda de compresión procedente del cilindro n.2, que es el que se ha encendido posteriormente. Esta onda de compresión empuja los gases del tubo de escape del cilindro n.1 hacia dentro del motor, aumentando la presión del cilindro, el trabajo de bombeo y produciendo un reflujo a la admisión durante el cruce de válvulas debido a ese aumento de presión.

Este efecto desaparece cuando a la onda de compresión no le da tiempo a llegar antes de que la válvula de escape cierre, es decir, cuando el motor comienza a girar más rápido. Esta es una de las causas por las que un colector de escape 4 a 1 comienza a trabajar correctamente siempre a altas revoluciones.

Por ejemplo, observando las mismas gráficas de llenado y presión a 10000rpm, se puede ver cómo las variaciones de presión son mucho menos bruscas y el llenado del motor más efectivo.

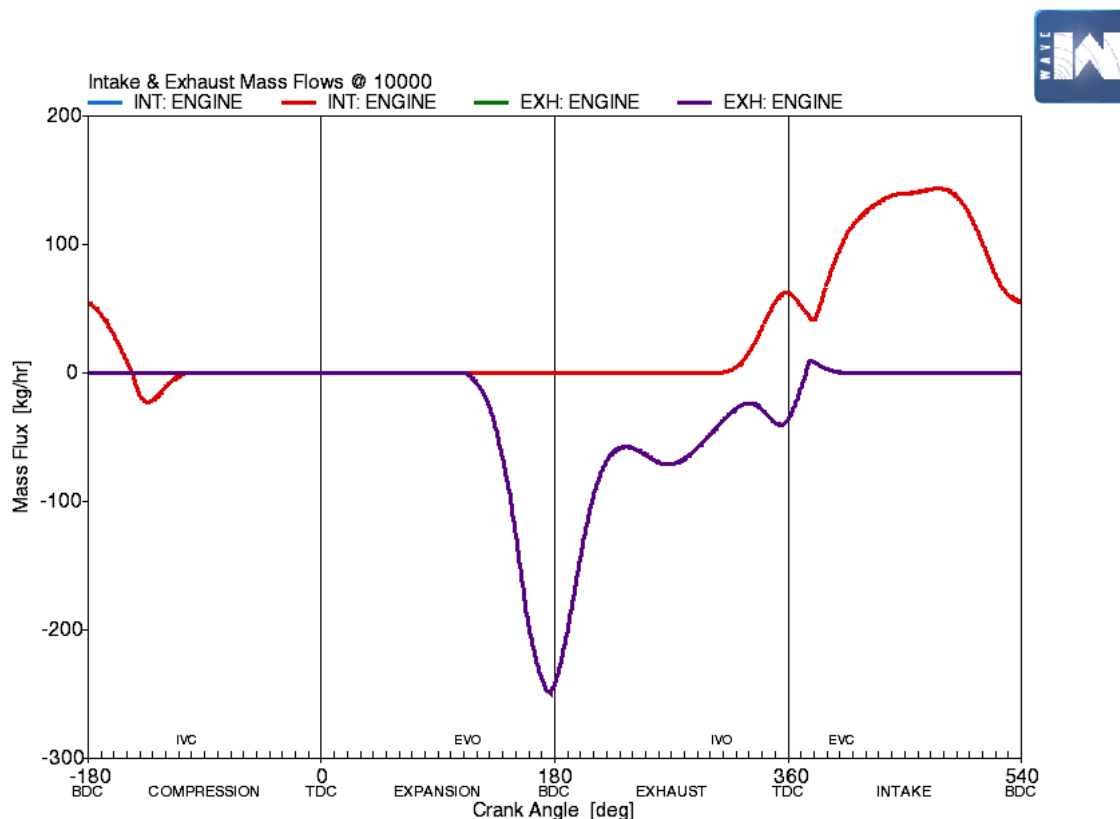


Figura 49: Flujo másico en las válvulas de admisión (rojo) y escape (violeta) a 10000 rpm (4-1).

En la gráfica de presiones a 10000 rpm (Fig. 50) se observa como la onda de succión llega sobre los 230 grados del ciclo, haciendo que la presión descienda (hasta 0.5 bar aproximadamente) justo antes de la apertura de la válvula de admisión. Esto permite que los gases de admisión entren con más velocidad dentro del cilindro, haciendo un barrido de gases hacia el conducto de escape. Justo antes de cerrar la válvula de escape (durante el cruce de válvulas) llega la onda de compresión de la que se hablaba en el caso de 6000rpm. Al llegar mucho más tarde, esa onda no tiene grandes efectos, pero se observa claramente cómo dificulta el llenado de gases de admisión.

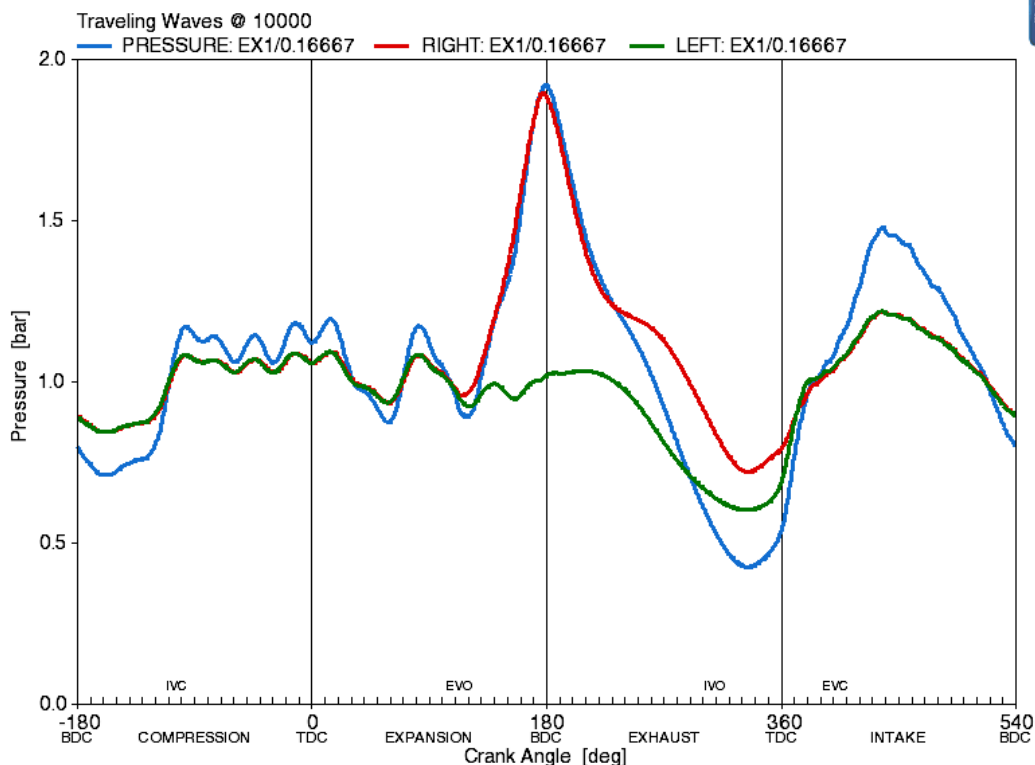


Figura 50: Presión y evolución de las ondas de presión a 10000 rpm (4-1).

El punto de cierre de la válvula de escape (“EVC – Exhaust Valve Close” en las gráficas) está definido en 401 grados de giro del motor. Por lo tanto, cualquier onda de compresión que llegue, por ejemplo, 20 grados antes de ese punto, hará aumentar la presión en el conducto de escape, perjudicando el llenado del motor durante el cruce de válvulas.

ESTUDIO ONDAS PRESIÓN SISTEMA 4-1					
RPM [1/min]	a [m/s]	Long. [m]	Desfase [°]	Onda Succión [°]	Onda Comp. [°]
4000	490.44	0.6	58.72	170.72	350.72
4500	487.72	0.6	66.43	178.43	358.43
5000	485.79	0.6	74.11	186.11	366.11
5500	487.39	0.6	81.25	193.25	373.25
6000	507.11	0.6	85.19	197.19	377.19
6500	519.03	0.6	90.17	202.17	382.17
7000	523.71	0.6	96.24	208.24	388.24
7500	522.72	0.6	103.31	215.31	395.31
8000	531.08	0.6	108.46	220.46	400.46
8500	540.25	0.6	113.28	225.28	405.28
9000	543.42	0.6	119.24	231.24	411.24
9500	546.63	0.6	125.13	237.13	417.13
10000	546.13	0.6	131.84	243.84	423.84
10500	536.71	0.6	140.86	252.86	432.86
11000	529.99	0.6	149.44	261.44	441.44
11500	530.25	0.6	156.15	268.15	448.15

12000	534.42	0.6	161.67	273.67	453.67
12500	541.05	0.6	166.34	278.34	458.34
13000	547.70	0.6	170.90	282.90	462.90
13500	550.86	0.6	176.45	288.45	468.45
14000	552.86	0.6	182.32	294.32	474.32

Teniendo el cilindro número 1 como referencia, los cálculos se detallan de la siguiente manera. Las cuatro primeras columnas son producto de la ecuación ... , que tiene como resultado el desfase de llegada de la onda de succión. En la siguiente columna, se suma el desfase al punto de apertura del escape para saber el punto exacto del ciclo en el que llega la onda de succión reflejada.

En la última columna, están representadas las ondas de compresión que se transmiten al cilindro número 1 desde el cilindro que ha encendido justo después, el número 2 en este caso. Para completar dicha columna sólo hace falta sumar 180 grados a la columna de la onda de succión, porque en realidad está teniendo lugar el mismo fenómeno solo que desfasado media vuelta de cigüeñal, que es cuando tiene lugar el encendido en el siguiente cilindro. Al ser un fenómeno de transmisión y no de reflexión, la onda es de compresión y no de succión.

Como resultado tenemos que hasta las 7500rpm el motor se ve afectado por el fenómeno de la interferencia de ondas, como se observa también en las gráficas de las prestaciones de motor. En consecuencia, se debería aumentar la longitud del colector de escape para conseguir que esta interferencia tenga lugar en regímenes de giro más bajos, un rango de giro donde el motor apenas permanecerá funcionando.

Al aumentar la longitud del sistema de escape se desplazan las interferencias entre cilindros a un régimen más bajo, pero también se pierde el correcto aprovechamiento de la onda de succión en medias y altas revoluciones que es donde la optimización es prioritaria.

Este es el principal problema del escape 4 a 1, que comienza a trabajar correctamente a partir de 6000-7000 rpm, incluso más si la distribución de válvulas está hecha para funcionar a muy alto régimen, como es el caso. Es en ese instante, en alto régimen donde el motor saca todo su potencial, obviando el rendimiento en medio-bajo régimen.

Definida ya la longitud del colector primario, se hace un estudio comparativo de cuatro valores de diámetro diferentes (28mm, 30mm, 32mm, 34mm). Se observará cuál de ellos extrae el mejor rendimiento del motor antes de pasar a definir el tramo final.

Las gráficas comparativas de diámetros son las siguientes:

*La curva que no indica el diámetro por error al nombrarlas, representa el caso de 32mm.

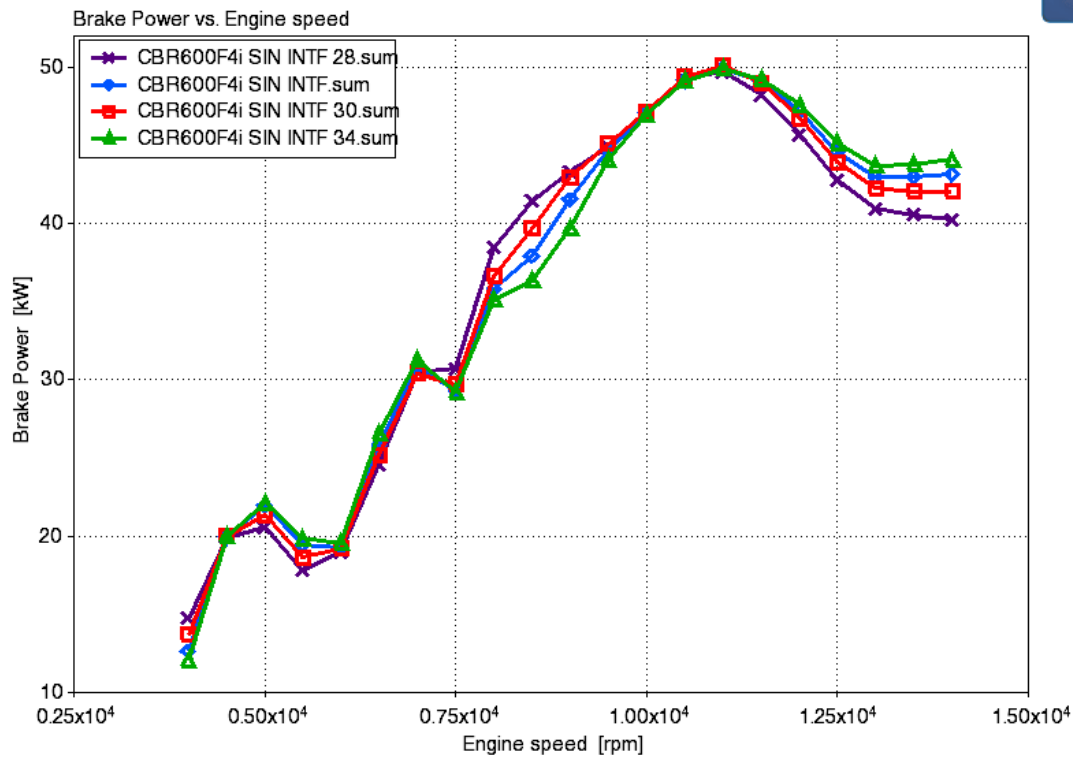


Figura 51: Comparativa de potencia según diámetros.

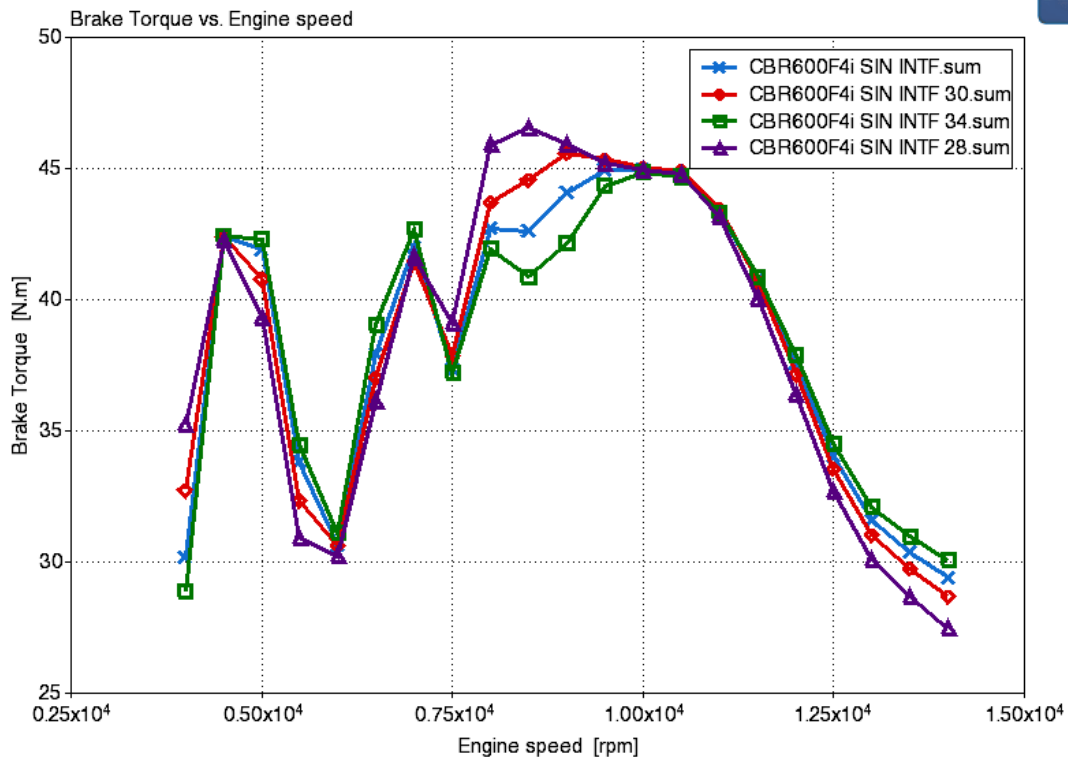


Figura 52: Comparativa de par motor según diámetros.

Según lo mostrado por las gráficas de resultados, se observa que cuanto más pequeño sea el diámetro de los tubos del colector primario, mejor serán las prestaciones del motor en el rango medio de revoluciones. En caso de utilizar diámetros mayores, las prestaciones del motor se optimizan en la zona alta de revoluciones. En consecuencia, utilizar un diámetro menor proporciona un mayor par motor y una mayor eficiencia volumétrica, puntos clave para conseguir los objetivos marcados en el capítulo 2. Por lo tanto, se utilizará el diámetro de 28mm.

7.3.2. Tramo Final

Para definir la geometría del tramo final se harán dos comparaciones dimensionales, una con la longitud y otra con el diámetro del tubo. Se escogerán las dos dimensiones que mejores prestaciones extraigan del motor.

Comparativa de longitud

Se han realizado simulaciones con tres longitudes diferentes: 600mm, 800mm, y 1000mm. La comparativa de par y de potencia queda de la siguiente manera:

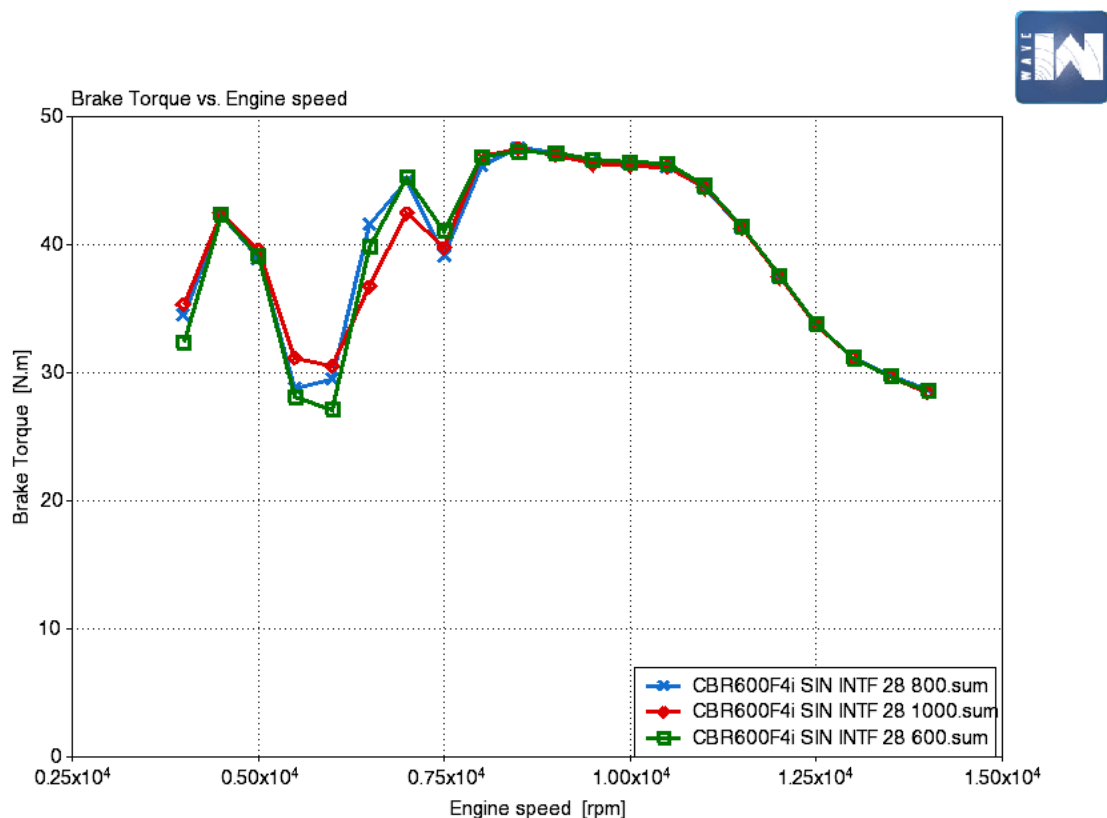


Figura 53: Comparativa de par motor según longitudes en el tramo final (4-1)

La longitud más larga aplicada al tramo final reduce la influencia de las ondas de presión en la zona baja de revoluciones. En las figuras 53 y 54 se observa claramente la reducción de la oscilación, tanto en el par motor como en la potencia. Por esta razón, se escoge una longitud de tramo final de 1000mm.

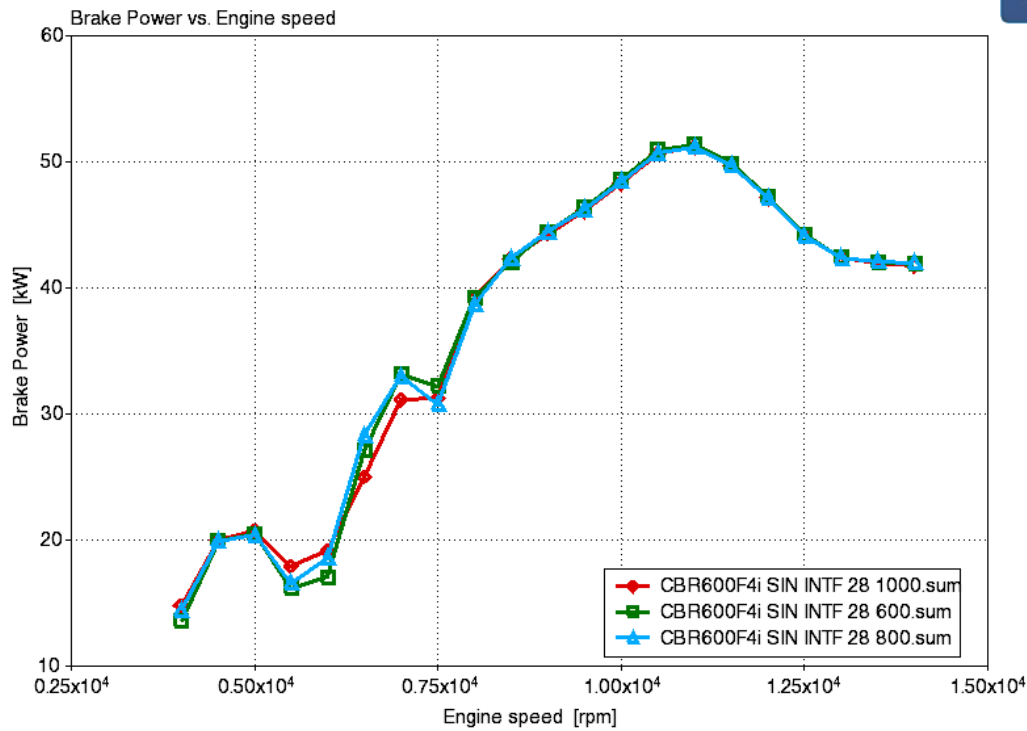


Figura 54: Comparativa de potencia según longitudes en tramo final (4-1).

Comparativa diámetros

Se han realizado simulaciones con tres diámetros diferentes: 38mm, 44mm, y 50mm. La comparativa de par y de potencia queda de la siguiente manera:

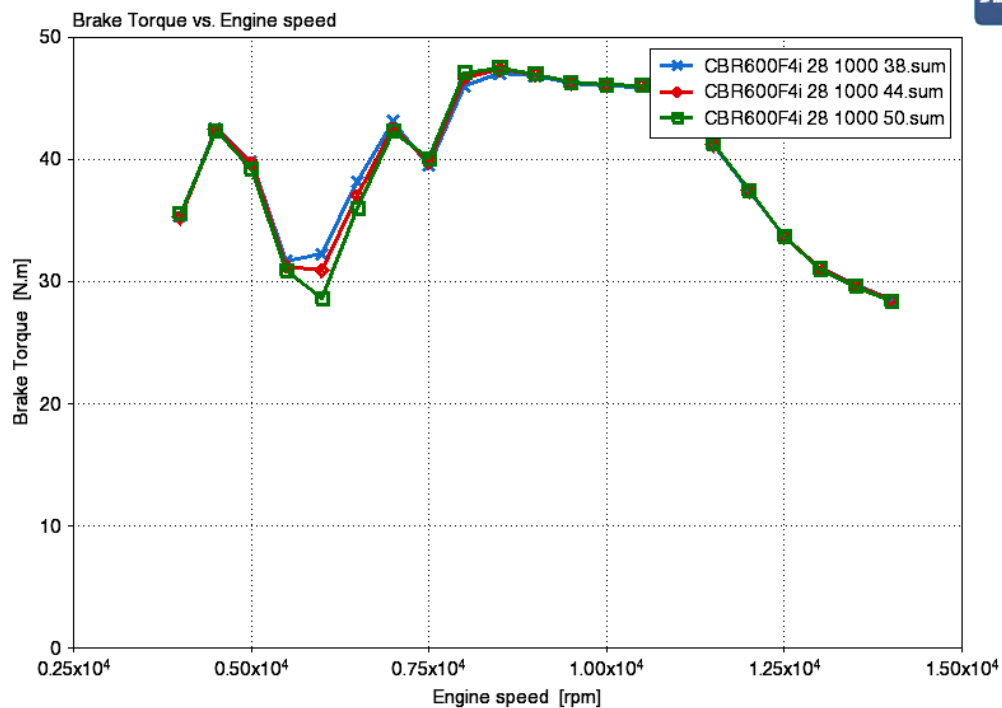


Figura 55: Comparativa de par motor según diámetros en el tramo final (4-1)

Al igual que sucede con la comparativa de longitudes, en este caso la reducción del diámetro final contribuye a reducir las oscilaciones de par y potencia en bajas revoluciones debidas a la interferencia de las ondas de presión. Por tanto, el hecho de escoger el menor diámetro (38mm) también ayuda a conseguir el objetivo de tener una entrega de potencia lineal.

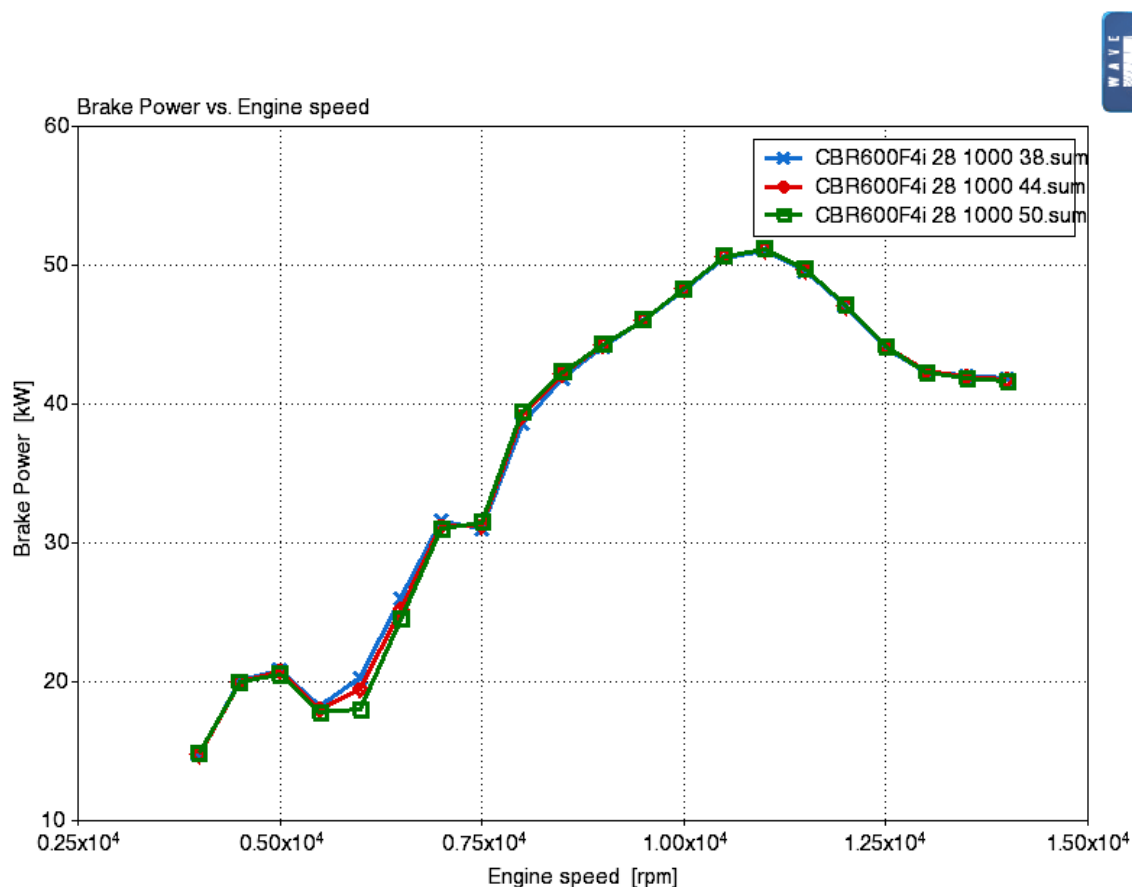


Figura 56: Comparativa de potencia según diámetros en el tramo final (4-1)

7.3.3. Resultados y conclusiones del colector 4-1.

En el sistema de escape 4 a 1, se encuentran dificultades en el proceso de renovación de la carga en regímenes medios y bajos de giro. Esto es debido a que, por la geometría del escape, las ondas de presión transmitidas entre los distintos tubos del colector primario llegan al cilindro cuando el motor gira debajo de 7500 rpm. Además, es posible que este hecho se sume a una admisión mal sintonizada a bajo régimen. Por eso, una vez se alcanza un régimen de giro más elevado, el motor comienza a tener un buen llenado, maximizando las prestaciones (Figura 57) en ese rango de funcionamiento. En la siguiente tabla se encuentran los valores más significativos del sistema de escape y del rendimiento del motor.

Longitud y diámetro del colector primario	550mm y 28mm
Longitud y diámetro del tramo final	1000mm y 38mm
Potencia máxima	51 kW @ 11000 rpm
Par motor máximo	49.2 Nm @ 8000 rpm

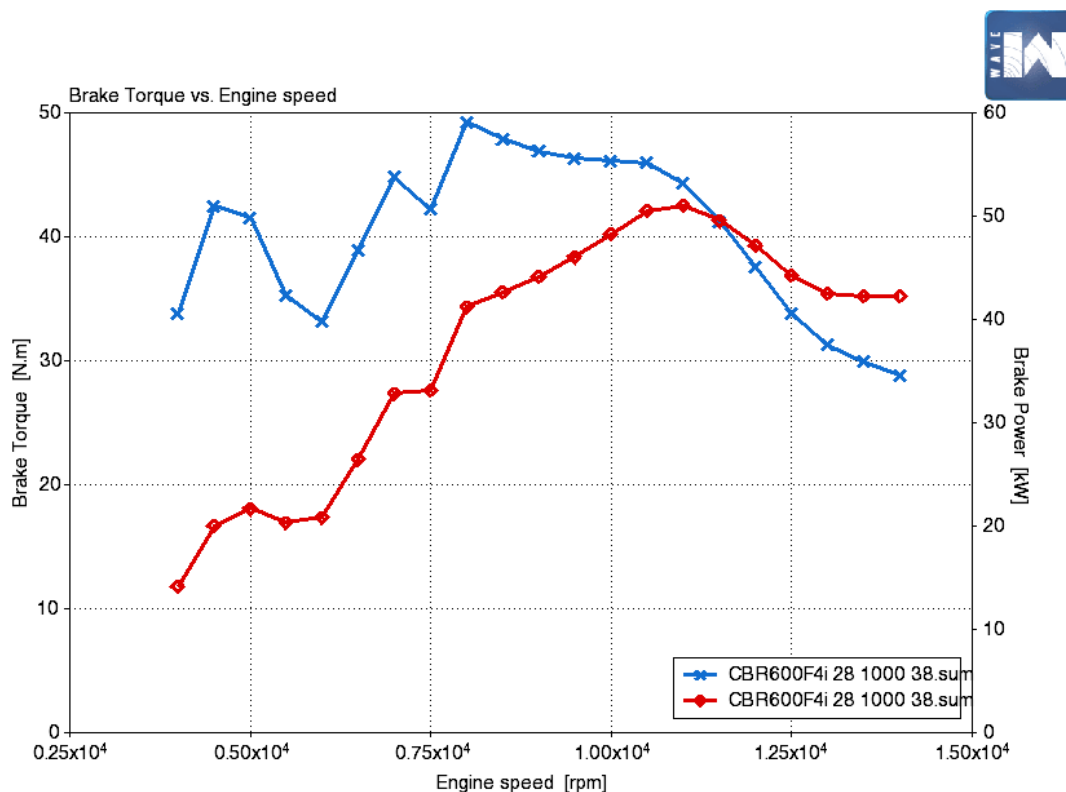


Figura 57: Gráfica final de par y potencia del sistema de escape con colectores 4 a 1.

7.4. Sistema de escape con colector 4-2-1.

Este tipo de sistema de escape lo equipan la mayoría de motores de 4 cilindros enfocados para la vía pública. Geométricamente, la diferencia con un colector 4 a 1 es que existe un colector secundario que aúna los gases de escape de dos pares de cilindros antes de unirlos en un único tubo.

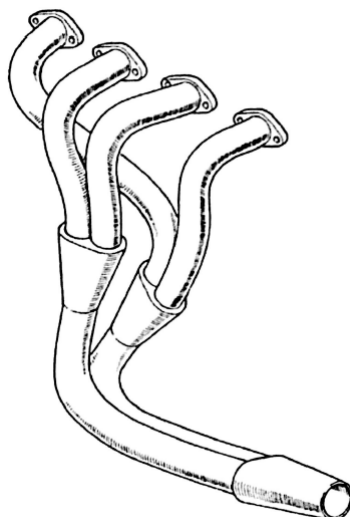


Figura 58: Colector 4-2-1.

Funcionalmente, el principal beneficio que aporta este sistema de escape frente al sistema 4 a 1, es el de reducir notablemente las interferencias entre cilindros, en función de qué par de cilindros se agrupan en el colector secundario. Para reducir las interferencias de las ondas de presión, es necesario unir los gases de escape de cilindros que no tengan encendido consecutivo.

De esta manera, al haber un desfase de 360 grados entre cada dos cilindros, siempre que una onda de compresión quiera entrar al motor se encontrará con la válvula de escape ya cerrada.

La reducción de este efecto hace que en la zona media-baja de revoluciones el motor tenga un mejor llenado (más par motor), sacrificando la potencia máxima obtenida en el rango de altas revoluciones.

Sí que es cierto el hecho de que pueden transmitirse ondas entre los colectores secundarios, comunicando de esta manera todos los cilindros entre sí, pero estas ondas tendrán poco efecto en la evolución de presiones porque se han transmitido varias veces, perdiendo intensidad en cada reflexión / transmisión.

Por lo tanto, si el orden de encendido es 1-2-4-3, se unirán el cilindro 1 con el 4 y el cilindro 2 con el 3, ya que entre el encendido de cada par de cilindros existe un desfase de 360 grados.

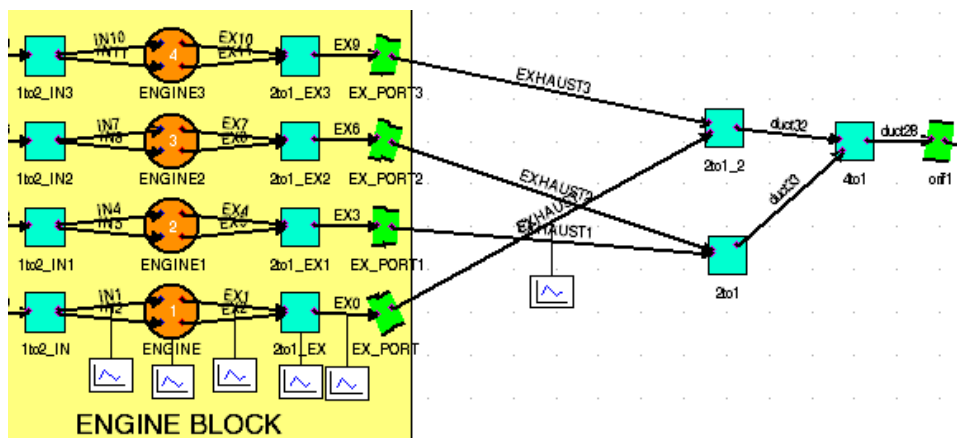


Figura 59: Unión de los conductos de escape en el sistema 4-2-1.

7.4.1. Colector primario

Tomando como modelo el procedimiento de Bell, se divide la longitud del colector primario del sistema 4-1 en dos partes, que serán la longitud del colector primario y secundario del sistema 4-2-1. En este caso, la longitud del colector primario del sistema 4-1 es de 550mm.

Se tomará 400mm como primera referencia para simular, dejando esos 150mm de longitud para el colector secundario. El diámetro permanecerá igual (28mm) ya que se ha optimizado en el cálculo del sistema de escape anterior.

7.4.2. Colector secundario

Como se ha enunciado en el anterior apartado, la longitud del colector secundario será de 150mm. La principal función de este colector es la de intentar evitar la resonancia entre cilindros con encendidos contiguos, por lo tanto, no es necesario que tenga una gran longitud. Además, el hecho de que todas las uniones de flujo se hagan dos a dos, reduce los efectos de inercia del fluido y las pérdidas de carga. En cuanto al diámetro del colector secundario, se tomará el valor obtenido en las correlaciones de Bell, 34mm.

7.4.3. Tramo final

El dimensionamiento del tramo final del sistema de escape será exactamente el mismo que en el sistema de colectores 4-1, ya optimizado con una longitud de 1000 mm y un diámetro de 38mm.

7.4.4. Resultados y conclusiones del colector 4-2-1

Los resultados de las simulaciones del sistema de escape en configuración 4-2-1 muestran una curva de par suave y estable en régimen de giro medio y una curva de potencia totalmente lineal hasta el punto de potencia máxima, alrededor de las 11000 rpm. Esta configuración de escape, a simple vista, está más cerca de proporcionar al tren de potencia las características mencionadas en los objetivos del proyecto.

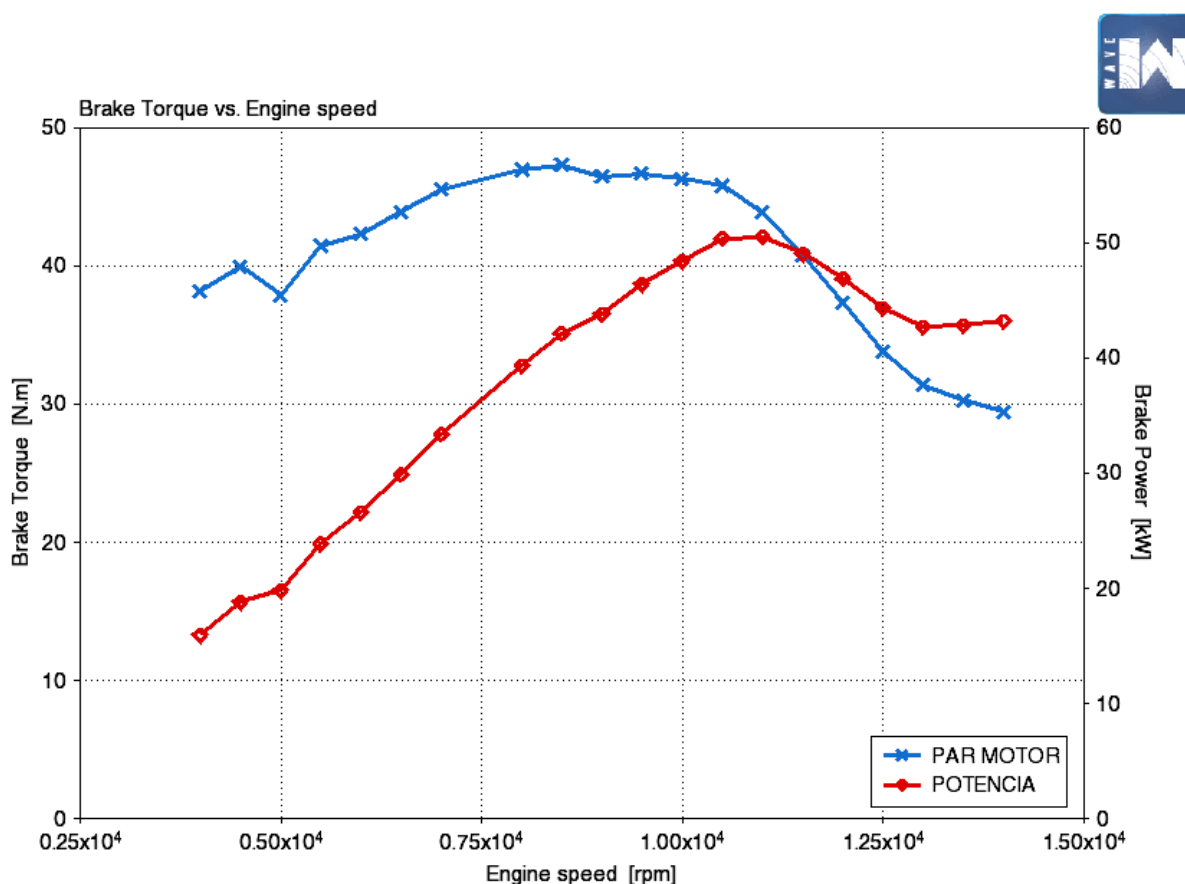


Figura 60: Curvas de par motor y potencia en la configuración de escape 4-2-1.

Aunque bien es cierto que los valores máximos de par motor y de potencia son inferiores a los obtenidos en la configuración 4-1, las curvas de par y potencia en dicha configuración en un régimen de giro medio (5000-7500 rpm) son siempre inferiores a las curvas obtenidas en la configuración 4-2-1. Además, se observa que la interferencia de las ondas de presión es casi nula durante todo el rango de funcionamiento, excepto en regímenes de giro muy bajos. Los valores máximos de par y potencia, además de los valores dimensionales del sistema 4-2-1 se encuentran en la siguiente tabla.

Longitud y diámetro del colector primario	400 mm y 28 mm
Longitud y diámetro del colector secundario	150 mm y 34mm
Longitud y diámetro del tramo final	1000 mm y 38 mm

Potencia máxima	50.6 KW @ 11000 rpm
Par motor máximo	47.3 Nm @ 8500 rpm

7.5. Elección del sistema de escape final. Comparativa.

Para hacer una elección correcta de ambos sistemas hay que tener claro cuáles son los objetivos que se han marcado al inicio del desarrollo del proyecto. Estos son:

- Alta capacidad de aceleración.
- Gran respuesta del motor a la salida de curvas lentas.
- Entrega de potencia lineal y elástica para evitar pérdidas de tracción.

Los dos primeros puntos clave se consiguen con una curva de par motor muy llena y estable en el rango de revoluciones medio y bajo. El tercer punto se define por sí mismo, una curva de potencia lineal, con una entrega de esta progresiva. El sistema que más se acerca a conseguir dichos objetivos es el sistema de escape con configuración 4-2-1, como se observa en la Fig. 60.

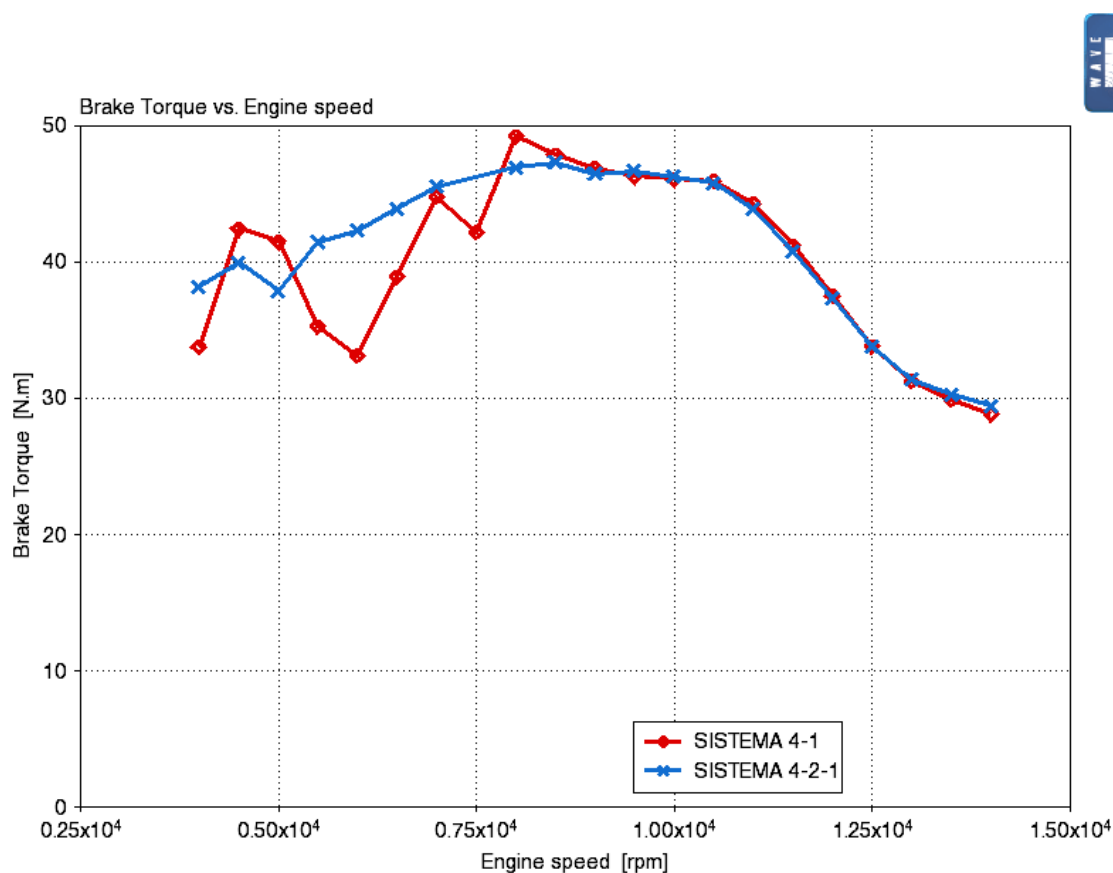


Figura 61: Comparación de curvas de par motor entre ambos sistemas de escape.

Realizando la comparativa, la curva de par del sistema 4-2-1 está por encima en el rango medio de revoluciones, además de comportarse de manera similar al sistema 4-1 en todo el régimen alto de revoluciones.

Configuración 4-1		Configuración 4-2-1	
Ventajas	Inconvenientes	Ventajas	Inconvenientes
-Buen comportamiento en altas revoluciones.	-Interferencia de ondas de presión entre cilindros.	-Curva de par llena en la zona media y baja de revoluciones.	-Potencia y par máximo ligeramente menor.
	-Bajo e inestable par motor en régimen medio.	- Sin interferencia de ondas entre cilindros.	
		-Buen comportamiento a altas revoluciones.	

Evaluando las ventajas e inconvenientes de cada configuración se observa que utilizar el sistema de escape 4-2-1 tiene más virtudes que utilizar el sistema 4-1. Por tanto, la **configuración de escape que se utilizará en el monoplaza será el sistema 4-2-1.**

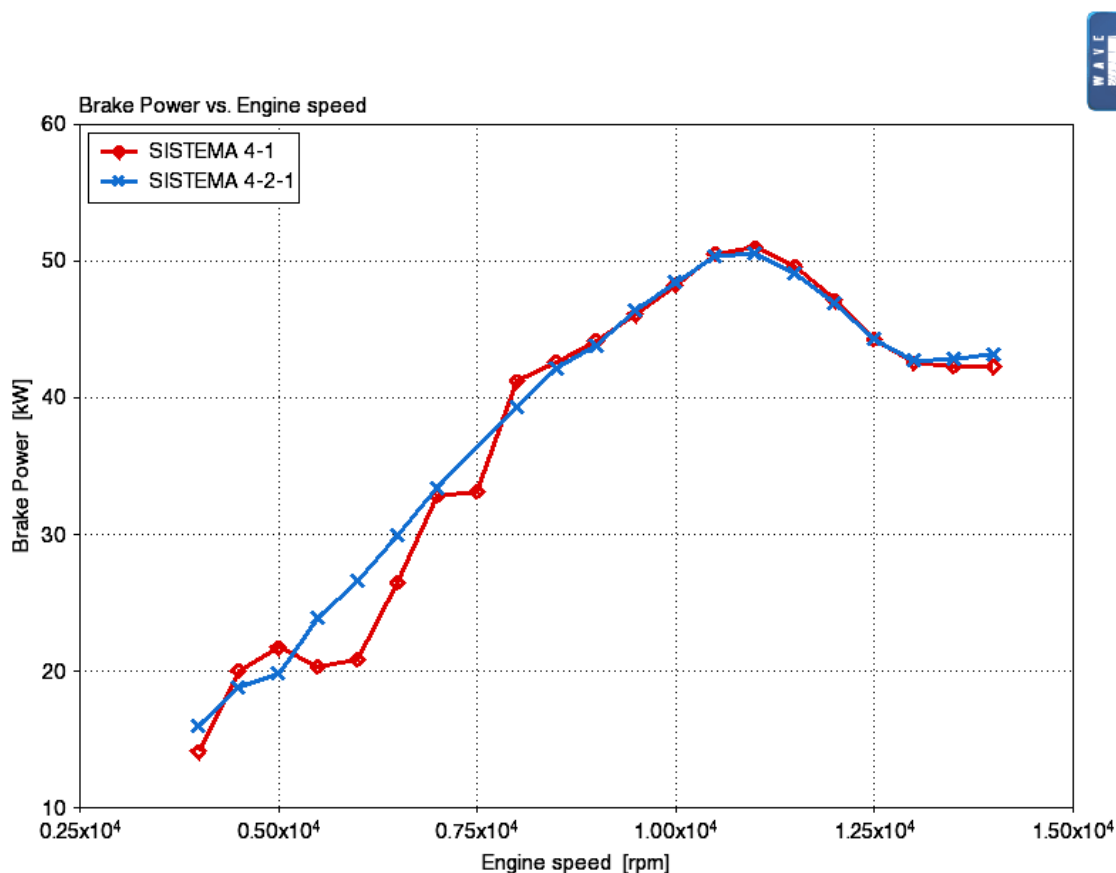


Figura 62: Comparación de curvas de potencia de ambos sistemas de escape.

8. Diseño CAD del sistema de escape

Para realizar un correcto diseño del sistema de escape, en primer lugar, es necesario estudiar las dimensiones disponibles en el monoplaça y establecer unos límites geométricos de diseño para evitar interferencias con las demás piezas del vehículo. Una vez se hayan establecido dichos límites, se decide en qué parte del vehículo irá alojado el sistema de escape. En este caso, el sistema de escape se colocará en la parte derecha del vehículo, cubierto por el pontón, evitando así que los gases de escape puedan afectar al piloto como se estipula en la normativa.

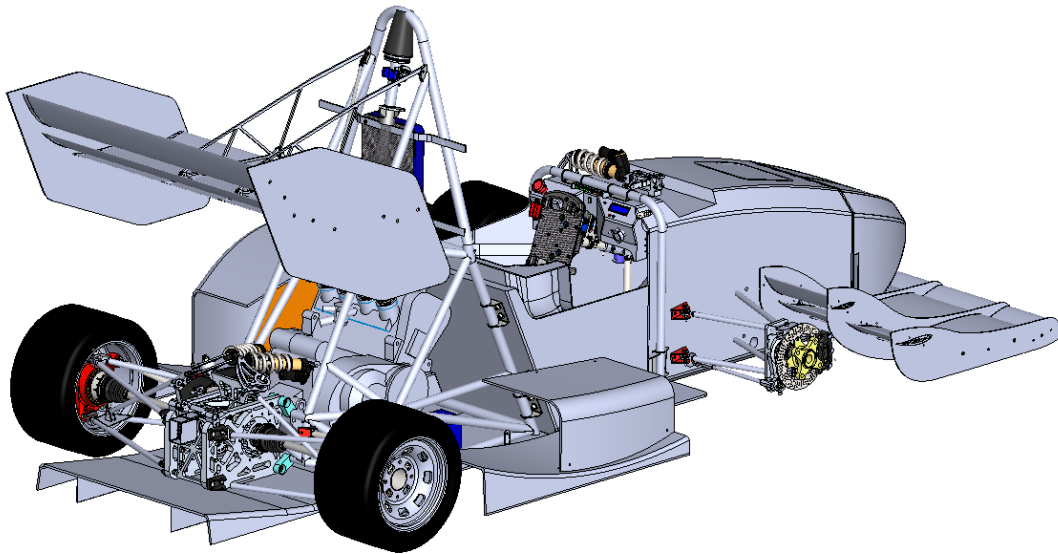


Figura 63: Diseño del vehículo completo en SolidWorks.

Finalmente, con los límites definidos y el lugar de instalación del escape establecido, se procede a reproducir los valores de longitud y diámetro de cada tramo de escape. Es importante que todos los tubos de cada tramo tengan la misma longitud, para evitar pérdidas de carga desiguales y que el flujo no siga su camino aguas abajo.

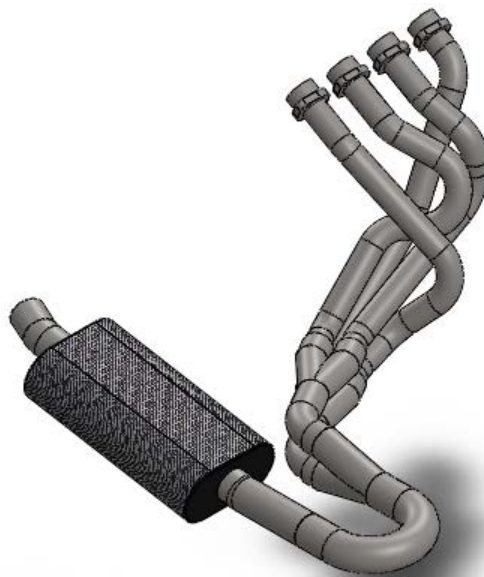


Figura 64: Vista general del sistema de escape diseñado.

El silenciador se ha diseñado con las medidas modelo de un silenciador deportivo de automoción, con el objetivo de ver posibles interferencias dimensionales con el resto del diseño del coche. Debido a que el silenciador se encuentra en un volumen vacío como es el pontón, si las dimensiones del silenciador real que se adquiriera varían ligeramente, no habrá ningún problema en el ensamblado final.

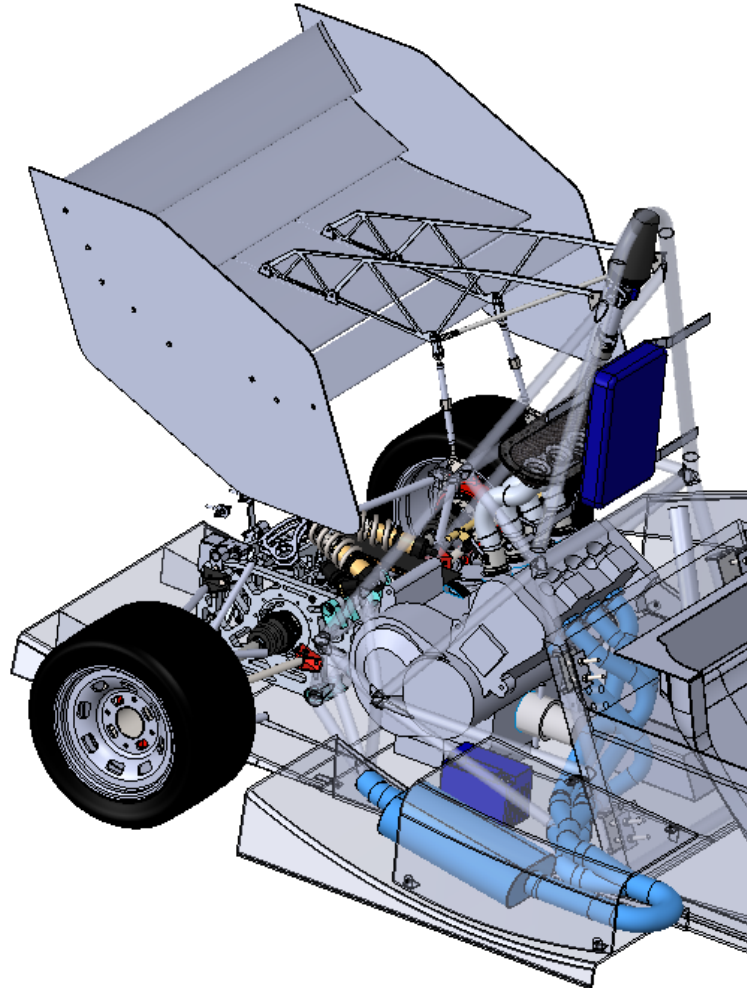


Figura 65: Posición del sistema de escape en el monoplaça.

En *Anexo I: Planos de fabricación* se encuentran los planos genéricos de cada uno de los componentes del sistema de escape. Además, durante la fabricación del modelo de escape diseñado se contará con el apoyo del software de diseño SolidWorks, en caso de que fuera necesario consultar o controlar alguna medida más específica.

9. Gestión económica del proyecto

En este apartado se pretende evaluar el coste del desarrollo y fabricación del escape prototipo diseñado en el presente proyecto. Se tendrán en cuenta tanto los costes generados en la fase de investigación y diseño, como los costes de fabricación del sistema de escape.

La fase de investigación y diseño se llevará a cabo por un ingeniero dedicado a tiempo completo. La fase de fabricación se desarrollará por dos personas, un mecánico con experiencia en soldadura y el mismo ingeniero, cuya labor en esta fase será dar apoyo técnico al operario en caso de dudas.

Será el mismo ingeniero el encargado de contactar con la empresa que fabricará el sistema, y de todas las relaciones comerciales necesarias, como proveedores de compras y material.

Los tiempos de desarrollo del proyecto se estiman de la siguiente manera:

- Para la fase de investigación y diseño realizada por el ingeniero, se emplearán 4 semanas a tiempo parcial (50%), considerando que dicha persona tenga más trabajo que desarrollar.
- Para la fase de fabricación se emplearán 2 semanas a tiempo parcial, asumiendo que el proyecto tomará un 50% del tiempo disponible en la jornada laboral diaria. Esta suposición se realiza pensando en que en un taller mecánico o de preparación de motores siempre se realizan los trabajos en paralelo, para poder cumplir con los tiempos de entrega previstos del vehículo.

El coste del software utilizado en el presente proyecto será de 8000 € para SolidWorks y 3000 € para Ricardo WAVE. Los costes de material de oficina (como ordenadores o impresoras), desplazamientos de personal y coste de local de trabajo, vienen ya implícitos en el coste por hora que el ingeniero establece. El mismo caso se aplica a las herramientas necesarias para la fabricación y el coste del local de trabajo del operario / mecánico. Dicho coste vendrá implícito en el coste por hora por el que trabaja el operario.

Los costes de material, en este caso tubo de acero, se calcularán consultando en el prontuario de HIESCOSA (Hierros Comercializados Especiales S.A.) la masa en Kg por cada metro de tubo utilizado en el sistema de escape y posteriormente aplicando un coste por Kg. de material. Se comprarán más tubos de los necesarios para prevenir falta de material en caso de tener un error de fabricación.

CONCEPTO	COSTE	CANTIDAD	TOTAL
Licencia SolidWorks	154€/semana	6 semanas	924€
Licencia Ricardo WAVE	58€/semana	4 semanas	232€
Ingeniero	40€/hora	120 horas	4800€
COSTE DE INVESTIGACIÓN Y DISEÑO			5956€

CONCEPTO	COSTE	CANTIDAD	TOTAL
Operario	20€/hora	40 horas	800€
COSTE DE MANO DE OBRA			800€

CONCEPTO	COSTE	CANTIDAD	PESO	LONG	TOTAL
Tubo Colector Primario	1.2€/kg	4.44 Kg	1.48 Kg/m	3 m	5.328 €
Tubo Colector Secundario	1.2€/kg	1.775 Kg	1.775 Kg/m	1 m	2.13 €
Tubo Tramo Final	1.2€/kg	3.94 Kg	1.97 Kg/m	2 m	4.728 €
Silencioso con salida	300 €/ud	1 Ud	-	-	300 €
COSTE DE MATERIAL					312 €

Finalmente, el coste total estimado del proyecto asciende a **7068 €**

10. Conclusiones

El objetivo principal fijado al inicio del desarrollo del proyecto era el de calcular y diseñar un sistema de escape para el monoplaza del equipo Formula UC3M, de manera que se extraiga todo el potencial del motor para que el vehículo tenga un buen rendimiento en pista.

La premisa del buen rendimiento en pista se cumple si se consiguen materializar ciertas características dinámicas en el tren de potencia:

- Alta capacidad de aceleración.
- Gran respuesta del motor a la salida de curvas lentas.
- Entrega de potencia lineal y elástica para evitar pérdidas de tracción, con una potencia máxima a superar de 50 CV / 36.5 KW.

Al finalizar el cálculo del sistema de escape se compararon las dos posibles configuraciones que se pueden aplicar en el caso de un motor de cuatro cilindros y se escogió aquella que mejor se adecuaba a las características dinámicas perseguidas en el tren de potencia.

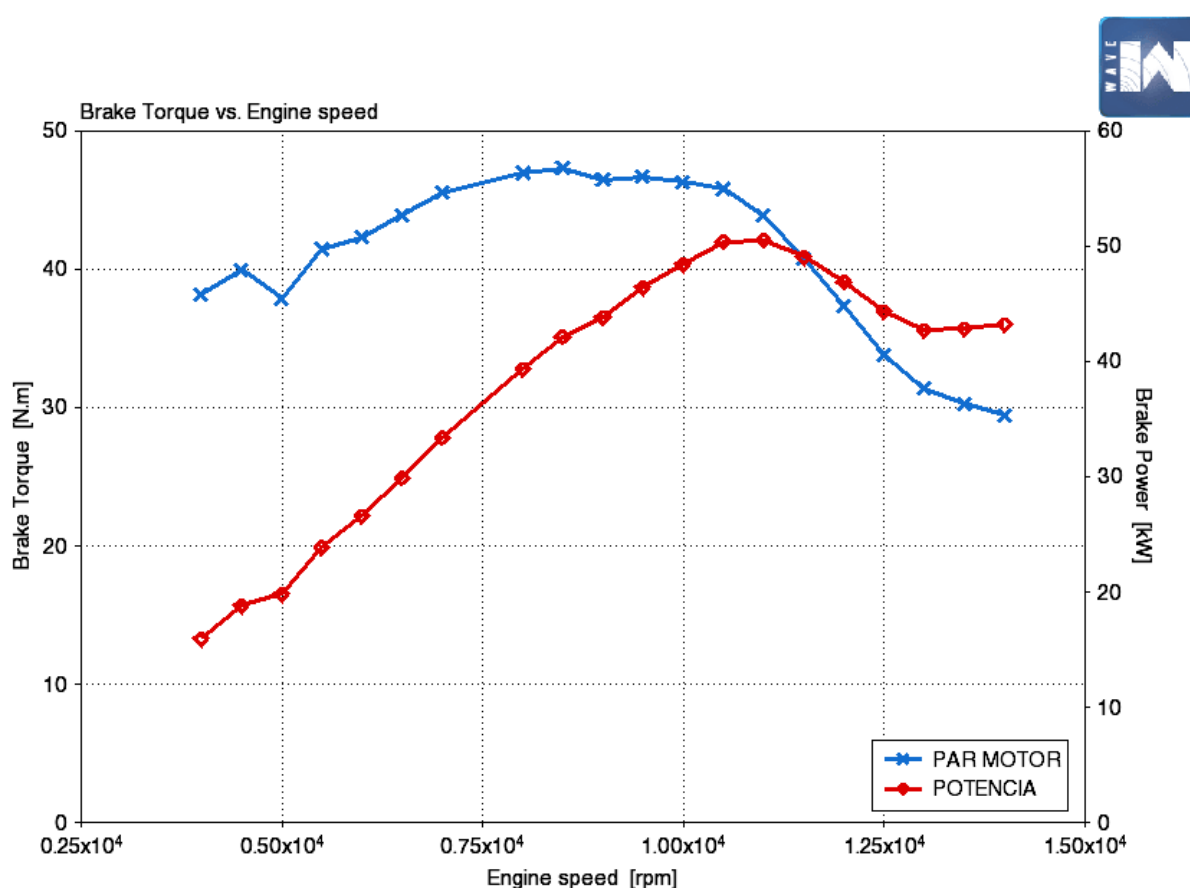


Figura 66: Curva de par y potencia final del motor Honda CBR600F4i para el monoplaza C3-R17.

Potencia máxima	50.6 KW @ 11000 rpm
Par motor máximo	47.3 Nm @ 8500 rpm

Los motivos para elegir el sistema 4-2-1 y no el 4-1 se exponen brevemente a continuación, en base al cumplimiento de las características dinámicas perseguidas en el tren de potencia.

1. Alta capacidad de aceleración.

Para conseguir una gran capacidad de aceleración en un vehículo, el requisito que se debe cumplir en el tren de potencia es que este tenga una gran capacidad tractora. Dicho con otras palabras, que la curva de par motor en el rango medio de revoluciones sea máxima. En la gráfica de la fig. 66, se observa como la curva de par motor es máxima y casi plana entre las 7500 rpm y las 10000 rpm, permitiendo una gran aceleración en ese rango de revoluciones.

Aunque el valor de par motor sea mayor o menor, se considera que la adaptación de la curva a las necesidades dinámicas del monoplaza ha sido satisfactoria, “colocando” el máximo par motor (47.3 Nm) sobre las 8500 rpm, que era además el régimen establecido para optimizar el sistema de admisión y de escape.

2. Gran respuesta del motor a la salida de curvas lentas.

Esta premisa es totalmente una prolongación de la primera. Para que el motor del monoplaza tenga una buena respuesta a la salida de curvas lentas, se necesita que el par motor no sea mínimo en la zona media-baja de revoluciones. Por características de funcionamiento en un motor atmosférico, es totalmente normal y asumible que a bajas revoluciones se tenga un menor par motor que en la zona media de revoluciones. Aun así, se dispone aproximadamente del 80% del par motor máximo en la zona baja de revoluciones, permitiendo que el motor tenga fuerza o “empuje” suficiente para satisfacer aceleración desde bajas velocidades.

3. Curva de potencia lineal, con un máximo a cumplir de 50 CV / 36.5 KW

La tercera y última premisa que cumplir, depende de la forma de entregar la potencia y cuánta potencia se entrega. Como se observa en la fig. 66, la forma de la curva de potencia es prácticamente lineal desde bajas revoluciones hasta que se entrega la potencia máxima, evitando así que existan pérdidas de tracción en los neumáticos. Poco después del punto donde se entrega el valor máximo de potencia se configurará el corte de encendido, evitando que el motor siga subiendo de revoluciones sin conseguir nada positivo a cambio.

En cuanto al valor máximo de potencia a cumplir, se observa en la gráfica de la fig.66 que se supera en torno a un 37%, dando un valor de potencia máxima final de alrededor de 50KW.

Concluyendo, valga la redundancia, se ha demostrado que las capacidades dinámicas necesarias del tren de potencia del monoplaza se han alcanzado de manera satisfactoria.

11. Propuesta de trabajos futuros

Los resultados obtenidos respecto a las distintas longitudes ensayadas en los tramos finales de ambos sistemas de escape pueden marcar un punto de investigación tras el desarrollo del presente proyecto. Según se puede observar en dichas gráficas, la longitud del tramo final de escape influye directamente en la curva de potencia. Si se utiliza un tramo final largo, la curva de par y potencia se optimiza en un régimen de giro medio-bajo. Por el contrario, si se utiliza un tramo final corto, la curva de par y potencia se optimiza en un régimen de giro medio-alto.

La idea para mejorar el sistema de escape que se ha desarrollado en el presente proyecto es la de utilizar un sistema que permita aprovechar las dos características del tramo final de escape.

Para llevar a cabo dicha idea, se debe pensar en un escape que, en su tramo final, tenga dos recorridos con dos longitudes distintas. De igual manera que lo descrito en el capítulo 4, en el inicio del tramo final de escape se instalaría una válvula por control electrónico encargada de dirigir el flujo para uno u otro recorrido, siempre en función del régimen de giro.


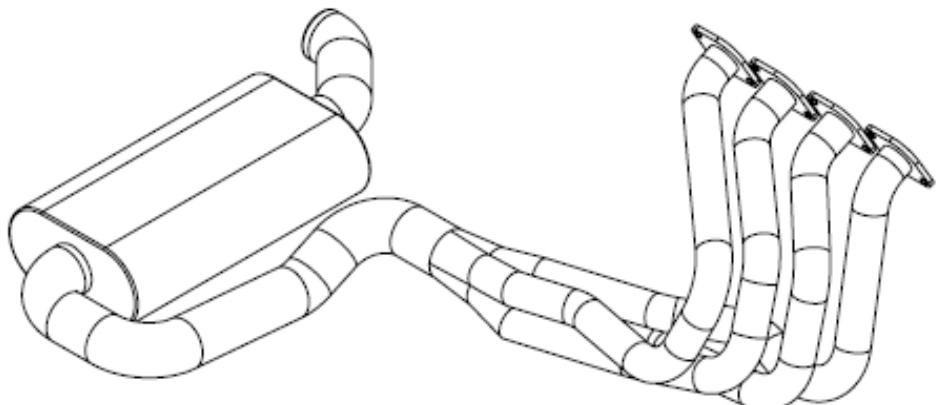

Por lo tanto, habría que estudiar y calcular hasta qué régimen es favorable un recorrido largo y a partir de qué régimen es favorable un recorrido corto de los gases de escape. En esta fase, se podría utilizar el software Ricardo WAVE, de la misma manera que se ha hecho en el desarrollo del presente proyecto. A la zona baja de revoluciones se le asignaría una longitud de tramo final de escape más largo y viceversa, a la zona alta de revoluciones se le asignaría un tubo más corto. La optimización de las prestaciones del motor con dicho sistema pasa por elegir correctamente el punto de transición entre ambos recorridos.

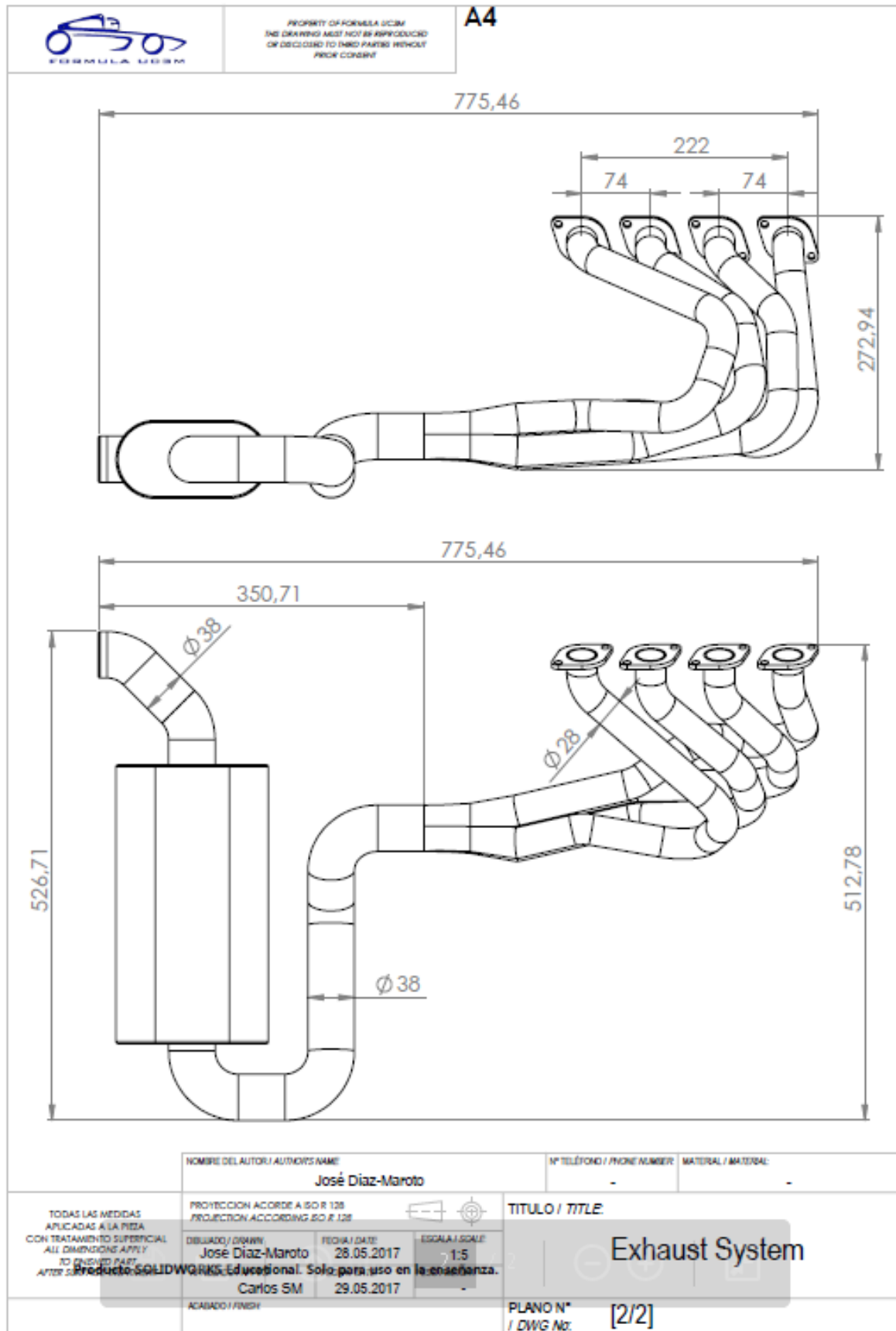
Finalmente, se analizaría si la ganancia de prestaciones es meritoria del aumento de peso que conlleva tener dos tramos finales y el elemento de control de flujo. Además, debido al poco espacio disponible en el vehículo es posible que la idea no sea viable. Igualmente, es un concepto digno de estudio que puede mejorar el rendimiento del monoplaza, que es el objetivo a cumplir temporada tras temporada.


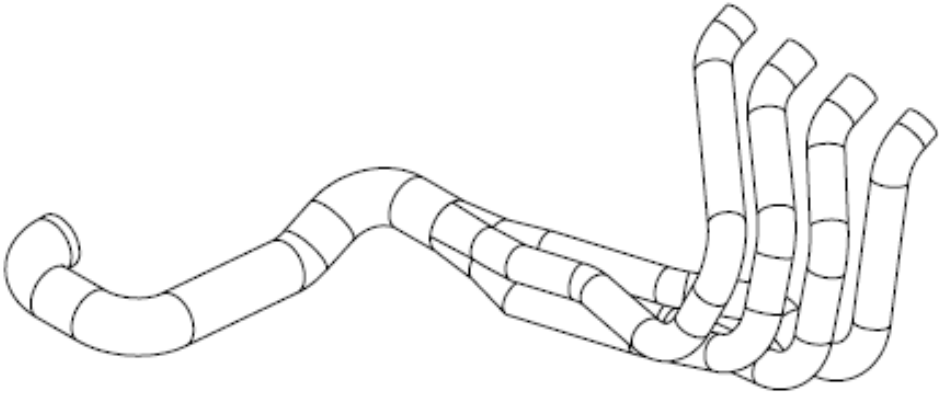
12. Bibliografía

- [1] SAE INTERNATIONAL. *2017 Formula SAE Rules*, SAE, Warrendale, PA.
- [2] BELL, A.G. *Performance Tuning in Theory and Practice*. 1st ed. England: Haynes Publishing Group, 1981.
- [3] GILLIERI, S. *Preparación De Motores De Serie Para Competición*. Barcelona: CEAC, 2007.
- [4] HEYWOOD, J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York: McGraw-Hill, 1988.
- [5] PAYRI, F. and DESANTES, J.M. *Motores de Combustión Interna Alternativos*. 4^a ed. Barcelona: Editorial Reverté, 2011.
- [6] RODRÍGUEZ AUMENTE, P. *Apuntes de "Motores de combustión interna"*. UC3M, 2015.
- [7] RICARDO SOFTWARE. *"WAVE 2016.1 User's Manual"*. 2016
- [8] "Página web: AFICIONADOS A LA MECÁNICA."
<http://www.aficionadosalamecanica.net>
Último acceso 25 – Septiembre – 17
- [9] "Página web: APE RACE PARTS."
<http://www.aperaceparts.com/>
Último acceso 23 – Septiembre – 17
- [10] "Página web: FORMULA MOTO."
<http://www.formulamoto.es>
Último acceso 25 – Septiembre - 17

Anexo I: Planos de fabricación

		PROPERTY OF FORMULA 1 THIS DRAWING MUST NOT BE REPRODUCED OR DISCLOSED TO THIRD PARTIES WITHOUT PRIOR CONSENT		A4	
					
NOMBRE DEL AUTOR / AUTHOR'S NAME: José Díaz-Maroto		Nº TELÉFONO / PHONE NUMBER: -		MATERIAL / MATERIAL: -	
TODAS LAS MEDIDAS APLICADAS A LA PIEZA CON TRATAMIENTO SUPERFICIAL ALL DIMENSIONS APPLY TO FINISHED PART AFTER SURFACE TREATMENT		PROYECCION ACORDE A ISO R 128 PROJECTION ACCORDING ISO R 128 		TITULO / TITLE: Exhaust System	
DIBUJADO / DRAWN: José Díaz-Maroto		FECHA / DATE: 28.05.2017		ESCALA / SCALE: 1:5	
PRODUCTO / PRODUCT: Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.		CARRO / WEIGHT: Carlos SM		PESO / WEIGHT: 11.2 Kg	
ACABADO / FINISH: -		PLANO N° / DWG No.: [1/2]			



	PROPERTY OF FORMULA STUDENT THIS DRAWING MUST NOT BE REPRODUCED OR DISCLOSED TO THIRD PARTIES WITHOUT PRIOR CONSENT	A4																		
																				
TODAS LAS MEDIDAS APLICADAS A LA PIEZA CON TRATAMIENTO SUPERFICIAL ALL DIMENSIONS APPLY TO FINISHED PART AFTER SURFACES	<table border="1"> <tr> <td colspan="3">NOMBRE DEL AUTOR / AUTHOR'S NAME: José Díaz-Maroto</td> </tr> <tr> <td colspan="3">PROYECCION ACORDE A ISO # 128 PROJECTION ACCORDING ISO # 128</td> </tr> <tr> <td> DIBUJADO / DRAWN: José Díaz-Maroto </td> <td> FECHA / DATE: 28.05.2017 </td> <td> ESCALA / SCALE: 1:5 </td> </tr> <tr> <td colspan="3"> ACABADO / FINISH: Carlos SM </td> </tr> </table>	NOMBRE DEL AUTOR / AUTHOR'S NAME: José Díaz-Maroto			PROYECCION ACORDE A ISO # 128 PROJECTION ACCORDING ISO # 128			DIBUJADO / DRAWN: José Díaz-Maroto	FECHA / DATE: 28.05.2017	ESCALA / SCALE: 1:5	ACABADO / FINISH: Carlos SM			<table border="1"> <tr> <td>Nº TELÉFONO / PHONE NUMBER: -</td> <td>MATERIAL / MATERIAL: AISI 304 Steel</td> </tr> <tr> <td colspan="2"> TÍTULO / TITLE: Exhaust Manifold </td> </tr> <tr> <td colspan="2"> PLANO N° / DWG No.: [1/2] </td> </tr> </table>	Nº TELÉFONO / PHONE NUMBER: -	MATERIAL / MATERIAL: AISI 304 Steel	TÍTULO / TITLE: Exhaust Manifold		PLANO N° / DWG No.: [1/2]	
NOMBRE DEL AUTOR / AUTHOR'S NAME: José Díaz-Maroto																				
PROYECCION ACORDE A ISO # 128 PROJECTION ACCORDING ISO # 128																				
DIBUJADO / DRAWN: José Díaz-Maroto	FECHA / DATE: 28.05.2017	ESCALA / SCALE: 1:5																		
ACABADO / FINISH: Carlos SM																				
Nº TELÉFONO / PHONE NUMBER: -	MATERIAL / MATERIAL: AISI 304 Steel																			
TÍTULO / TITLE: Exhaust Manifold																				
PLANO N° / DWG No.: [1/2]																				

